

Francis Meunier
Paul Rivet
Marie-France Terrier

FROID INDUSTRIEL

2^e édition

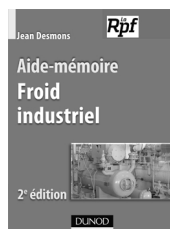
La
Rpf

DUNOD



SHOUT
SHARE **IT**

CHEZ LE MÊME ÉDITEUR



Jean Desmons
Aide-mémoire de Froid industriel
2^e édition, 2010, 392 pages



Pierre Rapin et Patrick Jacquard
Technologie des installations frigorifiques
8^e édition, 2004, 544 pages



Pierre Rapin et Patrick Jacquard
Formulaire du froid
14^e édition, 2010, 674 pages

Le pictogramme qui figure ci-contre mérite une explication. Son objet est d'alerter le lecteur sur la menace que représente pour l'avenir de l'écrit, particulièrement dans le domaine de l'édition technique et universitaire, le développement massif du photocopillage.

Le Code de la propriété intellectuelle du 1^{er} juillet 1992 interdit en effet expressément la photocopie à usage collectif sans autorisation des ayants droit. Or, cette pratique s'est généralisée dans les établissements



d'enseignement supérieur, provoquant une baisse brutale des achats de livres et de revues, au point que la possibilité même pour

les auteurs de créer des œuvres nouvelles et de les faire éditer correctement est aujourd'hui menacée. Nous rappelons donc que toute reproduction, partielle ou totale, de la présente publication est interdite sans autorisation de l'auteur, de son éditeur ou du Centre français d'exploitation du droit de copie (CFC, 20, rue des Grands-Augustins, 75006 Paris).

© Dunod, Paris, 2005, 2007, 2010
ISBN 978-2-10-055565-9

Le Code de la propriété intellectuelle n'autorisant, aux termes de l'article L. 122-5, 2° et 3° a), d'une part, que les « copies ou reproductions strictement réservées à l'usage privé du copiste et non destinées à une utilisation collective » et, d'autre part, que les analyses et les courtes citations dans un but d'exemple et d'illustration, « toute représentation ou reproduction intégrale ou partielle faite sans le consentement de l'auteur ou de ses ayants droit ou ayants cause est illicite » (art. L. 122-4).

Cette représentation ou reproduction, par quelque procédé que ce soit, constituerait donc une contrefaçon sanctionnée par les articles L. 335-2 et suivants du Code de la propriété intellectuelle.

TABLE DES MATIÈRES

Avant-propos	XI
Notations et abréviations	XII

A

Production du froid

1 • Thermodynamique et transferts thermiques	3
1.1 Rappels de thermodynamique	3
1.2 Cycles de production du froid à deux ou trois températures	6
1.3 Échanges thermiques	19
2 • Cycles thermodynamiques de production du froid	41
2.1 Cycle de Carnot conventionnel	41
2.2 Nouveau cycle de Carnot	41
2.3 Cycle à compression mécanique de vapeur	43
2.4 Cycles à compression mécanique de gaz	46
2.5 Cycles à gaz à compression mécanique et à détente avec changement de phase	50
2.6 Cycle à compression thermique de vapeurs	55
3 • Fluides frigorigènes	61
3.1 Introduction historique	61
3.2 Nomenclature des fluides frigorigènes	62
3.3 Propriétés recherchées pour les fluides frigorigènes	65
3.4 Mélanges de fluides frigorigènes	84
3.5 Hydrocarbures : exemple du propane (R-290)	97
3.6 Comparaison entre fluides frigorigènes	98

3.7 Dioxyde de carbone (R-744)	105
3.8 Les nouvelles règles de l'art	113
3.9 Fluides frigorigènes les plus utilisés	113
4 • Machine frigorifique mono-étagée, à compression mécanique de vapeur	117
4.1 Description du cycle de référence : machine mono-étagée parfaite	117
4.2 Machine réelle à compression de vapeur	126
4.3 Cycle à compression isotherme avec échangeur liquide-vapeur	138
4.4 Conclusions	140
5 • Compresseurs à pistons	141
5.1 Principe de fonctionnement	141
5.2 Compresseur à pistons parfait sans volume mort	142
5.3 Compresseur à pistons parfait avec espace mort	145
5.4 Évolutions du rendement volumétrique d'un compresseur parfait	148
5.5 Analyse énergétique d'un compresseur parfait	150
5.6 Évolutions de la PME d'un compresseur parfait	151
5.7 Compresseur réel à pistons	154
5.8 Conclusions	161
6 • Rendements d'un compresseur	163
6.1 Bilan énergétique d'un compresseur	163
6.2 Rendements d'un compresseur	165
6.3 Étude des variations du rendement volumétrique	173
6.4 Étude des variations du rendement indiqué	178
6.5 Étude des rendements mécanique et effectif	173
6.6 Estimation de la température réelle des vapeurs au refoulement d'un compresseur	180
7 • Cycles bi-étagés	183
7.1 Systèmes bi-étagés avec deux compresseurs	185
7.2 Systèmes avec un compresseur bi-étagé	198
7.3 Autres types de circuits bi-étagés	205
7.4 Cycles en cascade	207
7.5 Cas particulier des cascades au CO ₂	213
7.6 Conclusion	214

8 • Dimensionnement d'une machine frigorifique à compression mécanique de vapeur	215
8.1 Établissement du régime interne	216
8.2 Détermination des composants d'une machine frigorifique	225
8.3 Détermination du coefficient de performance	241
8.4 Tendances	243
9 • Compression thermique de vapeur : le froid à sorption	245
9.1 Absorption liquide	246
9.2 Systèmes à sorption solide	264
9.3 Impact environnemental des systèmes à sorption	273
10 • Froid renouvelable : solaire, éolien, géothermie et biomasse	277
10.1 Les deux filières de froid renouvelable	277
10.2 Les deux filières du froid solaire	278
10.3 Le froid renouvelable à compression mécanique de vapeur	279
10.4 La filière thermique de froid renouvelable	282
10.5 Tendances du froid renouvelable	285
11 • Modélisation et simulation	287
11.1 Calcul des propriétés thermodynamiques et des cycles	288
11.2 Simulation de composants	290
11.3 Simulation dynamique en régime transitoire d'un système frigorifique global	294
11.4 Cas particulier de la FDD (détection et diagnostic de pannes)	297

B

Technologie du froid mécanique

12 • Composants	305
12.1 Généralités sur les compresseurs	305
12.2 Compresseurs à pistons	306
12.3 Hélico-compresseurs ou compresseurs à vis	322
12.4 Compresseurs rotatifs à palettes	344
12.5 Compresseurs scroll ou spiro-orbital	346
12.6 Compresseurs centrifuges	350
12.7 Échangeurs de chaleur	360
12.8 Condenseurs	369

12.9	Évaporateurs	376
12.10	Autres échangeurs	380
12.11	Capacités sous pression	384
12.12	Détendeurs et systèmes de détente	390
12.13	Canalisations frigorifiques et accessoires	398
12.14	Pompes à eau et à frigoporteur	403
12.15	Refroidisseurs atmosphériques	403
12.16	Matériel de régulation	406
13	• Matériels spécifiques	411
13.1	Matériels pour la surgélation ou la congélation	411
13.2	Machines à glace	419
13.3	Groupes de refroidissement de liquide	423
14	• Architecture des systèmes frigorifiques	425
14.1	Distribution du froid	425
14.2	Production et distribution frigorifique	426
14.3	Centrales frigorifiques	427
14.4	Mode d'alimentation des évaporateurs	427
14.5	Types de circuits frigorifiques	429
14.6	Systèmes de condensation	431
15	• Applications du froid	435
15.1	Distribution alimentaire	435
15.2	Restauration collective et grandes cuisines	437
15.3	Usines agroalimentaires	437
15.4	Locaux particuliers	439
15.5	Entreposage	439
15.6	Usine de crèmes glacées	441
15.7	Laiterie et fromagerie	442
15.8	Unités de surgélation	443
15.9	Groupe de process	443
15.10	Bâtiment et construction	444
15.11	Patinoires et neige	444
15.12	Malteries et brasseries	444
15.13	Salaisonnerie et charcuterie	445
15.14	Procédés divers de refroidissement	446
16	• Dégivrage	449
16.1	Généralités	449

16.2 Procédés de dégivrage	450
16.3 Initialisation	450
16.4 Arrêt	451
16.5 Réduction des entrées d'air	451
17 • Frigoporteurs	453
17.1 Frigoporteurs liquides	453
17.2 Frigoporteurs monophasiques liquides	455
17.3 Frigoporteurs liquide/vapeur	457
17.4 Frigoporteurs solide/liquide	458
17.5 Accumulation de froid	464
18 • Huiles frigorifiques	467
18.1 Nécessité et problèmes engendrés	467
18.2 Miscibilité	468
18.3 Solubilité et dissolution	469
18.4 Réintégration d'huile sur circuits HFC, HCFC et CO ₂	469
18.5 Équilibrage d'huile	471
18.6 Principales huiles frigorifiques	472
19 • Froid, environnement et tendances	477
19.1 Couche d'ozone	477
19.2 Effet de serre	477
19.3 Tendances	487
Index	489

Cet ouvrage présente les différents aspects de la production du froid dans l'industrie à un moment où la profession des frigoristes est soumise à des mutations importantes consécutives à des contraintes environnementales. En effet, le métier de frigoriste a beaucoup évolué depuis le développement de la chaîne du froid. À ses débuts (juste avant et après la Seconde Guerre mondiale), le froid industriel et commercial a fait appel à des ingénieurs frigoristes qui devaient concevoir des systèmes innovants pour faire face à la demande qui explosait avec la mise en place de la chaîne du froid. C'est de cette époque que date la création de l'IFFI à qui la profession des frigoristes a confié la mission de former les ingénieurs frigoristes dont elle avait besoin. Ensuite, les technologies de production du froid se sont quelque peu stabilisées, et le rôle de frigoriste se réduisait souvent à reproduire des installations connues. C'est à cette époque qu'ont été créés les premiers BTS en Froid, et que l'IFFI s'est ouvert aux BTS et DUT et a proposé un diplôme homologué de niveau II, le DSFI. Mais, depuis une vingtaine d'années, avec l'apparition des problèmes liés à l'environnement, la situation a changé radicalement et le frigoriste est confronté à de nouveaux défis : nouveaux fluides, confinement, nouvelles approches prenant en compte l'environnement, et nouveaux règlements. Le frigoriste actuel – et plus encore le frigoriste de demain – doit innover fortement pour s'adapter aux changements imposés par les nouvelles réglementations.

C'est à ce nouveau défi que cet ouvrage s'efforce de répondre en s'appuyant sur l'expérience de l'IFFI. C'est ainsi que cet ouvrage présente l'état de l'art de la production et la technologie du froid. Compte tenu de l'évolution rapide de la technologie du froid, il n'est pas possible dans un tel ouvrage de mentionner toutes les études de R&D qui ont lieu à l'heure actuelle. Néanmoins, il nous a semblé essentiel de ne pas occulter tous les efforts qui ont été déployés pour l'émergence des HFC et ceux qui sont actuellement développés en faveur des fluides naturels de remplacement.

Cet ouvrage s'appuie sur les cours de production du froid et de technologie du froid dispensés à l'IFFI ainsi que sur des cours de la filière ingénieur énergétique (option froid et climatisation) du Cnam. Il n'aborde pas le conditionnement d'air bien qu'il soit enseigné à l'IFFI, et nous avons fait le choix de ne pas aborder des domaines importants qui sont traités dans d'autres cours de l'IFFI (régulation, électrotechnique, acoustique, MFV, transports frigorifiques, etc.) ; de même, la partie à orientation plus biologique concernant la conservation des denrées, n'est pas abordée ici bien qu'elle soit traitée à l'IFFI. Pour les échanges thermiques (chapitre 1, § 1.3), nous tenons à remercier C. Marvillet qui a accepté que nous utilisions ses notes de cours qu'il dispense à l'IFFI pour en extraire quelques pages. Pour les frigoporteurs, nous remercions J. Guilpart qui a fortement contribué à la rédaction du chapitre 17 fondé sur ses notes de cours à l'IFFI.

Cet ouvrage ne se contente pas seulement de décrire les solutions les plus couramment retenues pour répondre aux besoins des utilisateurs, il procure également les outils qui permettront au frigoriste soucieux d'innover de proposer des solutions adaptées aux nouvelles contraintes, notamment environnementales. Cet ouvrage est accessible à des ingénieurs ainsi qu'à des techniciens possédant le niveau BTS ou DUT en énergétique.

NOTATIONS ET ABRÉVIATIONS

Symbole	Grandeur	Unité
A	Coefficient de conversion d'émission de CO_2	$\text{kg eq. CO}_2.\text{kWh}^{-1}$
	Surface interne d'échanges thermiques	m^2
	Rapport surface ailettes/surface interne	
C	Nombre de constituants indépendants	
	Charge d'ammoniac	kg
DTLM	Écart logarithmique moyen de température	$^{\circ}\text{C}$
E	Énergie totale, ou consommation annuelle d'énergie	J
Ex_d	Exergie détruite	
E_w	Énergie mécanique utilisable	
F	Facteur de correction du coefficient global d'échanges thermiques	
G	Flux massique surfacique	$\text{kg.s}^{-1}.\text{m}^{-2}$
H	Enthalpie	J
	Coefficient global d'échanges thermiques	$\text{W.K}^{-1}.\text{m}^{-2}$
L	Longueur	m
	Chaleur latente de vaporisation	kJ.kg^{-1}
M	Masse molaire	kg.mol^{-1}
	Masse totale	kg
N	Durée de vie du système	année
N_s	Nombre de production d'entropie	
P ou p	Pression	bar
$P(S)$	Production interne d'entropie	W.K^{-1}
Q	Énergie thermique, quantité de chaleur	J
R	Résistance thermique	$\text{m}^2.\text{K.W}^{-1}$
	Constante des gaz parfaits	$\text{J.K}^{-1}.\text{mol}^{-1}$
S	Entropie	J.K^{-1}
	Surface, section	m^2
T	Température	K
$\tilde{T}$	Température entropique	K
U	Énergie interne	J
V	Volume	m^3
	Variance	
W	Énergie mécanique	J
W_a	Consommation annuelle d'électricité	kWh.an^{-1}

Symbole	Grandeur	Unité
C_H	Capacité thermique à champ magnétique constant	$\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$
c_p	Capacité thermique massique (pression constante)	$\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$
d	Diamètre hydraulique, diamètre	m
e	Distance, nombre d'effets d'un compresseur	m
f	Taux de fuite du système Facteur de frottement	%
g	Accélération de la pesanteur	m.s^{-2}
h	Enthalpie massique Coefficient d'échange convectif	J.kg^{-1} $\text{W.m}^{-2}.\text{K}^{-1}$
Δh_{LV}	Chaleur latente de vaporisation	kJ.kg^{-1}
m	Masse	kg
n	Rapport thermométrique de compression	
q	Quantité de chaleur massique	J.kg^{-1}
r	Taux de récupération de fluide Rendement de co- ou tri-génération	%
s	Entropie massique	$\text{J.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$
t	Temps	s
u	Énergie interne massique	J.K^{-1}
v	Volume massique Vitesse	$\text{m}^3.\text{kg}^{-1}$ m.s^{-1}
w	Énergie mécanique massique	J.kg^{-1}
x	Titre massique Titre molaire en phase liquide	kg.kg^{-1} mol.mol^{-1}
y	Taux de liquéfaction Titre molaire en phase vapeur	mol.mol^{-1}
α	Taux de vide	
δ	Variation élémentaire	
Δ	Variation, différence	
Δ_i	Variation d'origine interne	
ε	Rugosité absolue	mm
ϕ	Densité de flux thermique	W.m^{-2}
Φ	Nombre de phases dans un système thermodynamique	
γ	Rapport c_p/c_v	
Γ	Glissement de vitesse (phase liquide/phase vapeur)	
λ	Coefficient de conductivité thermique	$\text{W.m}^{-1}.\text{K}^{-1}$

Symbole	Grandeur	Unité
Λ	Coefficient de perte de charge linéique	
η	Rendement Efficacité d'ailettes	
μ	Viscosité dynamique du fluide	Pa.s
μ_0	Perméabilité du vide	H.m ⁻¹
ν	Viscosité cinématique du fluide	m ² .s ⁻¹
θ	Température Facteur de Carnot	°C
ρ	Masse volumique	kg.m ⁻³
τ	Taux de compression Titre en vapeur	
ω	Vitesse angulaire	rad.s ⁻¹
ξ	Coefficient de perte de charge singulière	
Indices		
0	Référence ou saturation ou évaporation	
a	Air	
c	Critique ou compresseur ou condenseur ou cinétique	
C	Carnot	
cond	Condensation	
CP	Compresseur	
dés ou désurch	Désurchauffe	
e, 1	Entrée	
ev	Évaporateur	
ex	Exégétique	
ext	Extérieure	
f	Final	
fl	Fluide	
g	Global	
h	Haute	
i	Initial	
int	Intermédiaire ou interne	
is	Isentropique	
JT	Joule-Thomson	
k	Condensation	
l, L	Liquide	
le/lc	Liquide dans l'évaporateur/le condenseur	

Indices		
<i>m</i>	Massique	
<i>m</i> ou moy	Moyen	
max	Maximal	
mel	Mélange	
min	Minimum	
mol	Molaire	
net	Net	
<i>p</i>	Potentielle	
paroi	Paroi	
opt	Optimale	
PAC	Pompe à chaleur	
ref	Refoulement	
rej	Rejet thermique	
<i>s</i> , 2	Sortie	
sat	Saturation	
<i>sc</i>	Source chaude	
<i>sf</i>	Source froide	
sous-ref ou sref	Sous-refroidissement	
surch	Surchauffe	
<i>t</i>	Turbine	
<i>u</i>	Utilisateur	
<i>ut</i>	Utilisé	
<i>v</i> ou ' <i></i>	Vapeur	
ve/vc	Vapeur dans l'évaporateur/le condenseur	
Exposants		
3T	Tritherme	
<i>ad</i>	Adiabatique	
<i>c</i>	Courroie	
<i>GP</i>	Gaz parfait	
iso	Isotherme	
<i>m</i>	Massique ou moteur	
sat	Saturation	
Nombres adimensionnels		
Fr	Nombre de Froude	
Nu	Nombre de Nusselt	
Pr	Nombre de Prandtl	
Re	Nombre de Reynolds	

Abréviations		
BP	Basse pression	
CFC	Chloro-fluoro carbones	
COA	Coefficient d'amplification (PAC)	
COP	Coefficient de performance	
DESP	Directive des équipements sous pression	
EER	<i>Energy Efficiency Ratio</i> (PAC réversible)	
EPDM	Éthylène-propylène diène	
ERP	Établissements recevant du public	
GES	Gaz à effet de serre	
GWP	<i>Global Warming Impact</i>	kg eq. CO ₂ .kg ⁻¹
HCFC	Hydro-chloro-fluoro carbones	
HFC	Hydro-fluoro carbones	
HFO	Hydro-fluoro-oléfine	
HP	Haute pression	
LII	Limite inférieure d'inflammabilité	%
LSI	Limite supérieure d'inflammabilité	%
NBR	Copolymères de butadiène et de nitrile acrylique	
ODP	<i>Ozone Depletion Potential</i>	
PAC	Pompe à chaleur	
PAG	Polyalkèneglycols	
PAO	Polyalfaoléfines / Potentiel d'appauvrissement d'ozone	
POE	Polyolesters	
PRG	Potentiel de réchauffement global	kg eq. CO ₂
TEWI	<i>Total Equivalent Warming Impact</i>	kg eq. CO ₂
Normes et organismes		
AFCE	Alliance froid climatisation environnement	
AIE	Agence internationale de l'énergie	
ASERCOM	Association européenne des constructeurs de compresseurs et de régulation frigorifique	
ASHRAE	American Society of Heating Refrigerating and Air conditioning Engineers	
CDIAC	Carbon Dioxide Information Analysis Center	
IIF	Institut international du froid	
IPCC – GIEC	International Panel on Climate Change – Groupe d'experts Intergouvernementaux sur l'Évolution du Climat	
UE	Union européenne	

A

Production du froid

1 • THERMODYNAMIQUE ET TRANSFERTS THERMIQUES

A

PRODUCTION DU FROID

1.1 Rappels de thermodynamique

1.1.1 Système thermodynamique et état thermodynamique

Un système thermodynamique est dit *isolé* s'il n'échange ni matière ni énergie avec son environnement. Il est dit *fermé* s'il n'échange pas de matière avec son environnement et *ouvert* dans le cas contraire.

L'état thermodynamique est déterminé par un ensemble de valeurs de grandeurs thermodynamiques. On distingue les grandeurs thermodynamiques *intensives* dont la valeur est indépendante de l'échelle du système thermodynamique (température, pression, composition, etc.) et les grandeurs *extensives* dont la valeur dépend de l'échelle du système (masse, volume, énergie, entropie, etc.). La variance du système (nombre de variables intensives dont dépend l'état intensif du système) est, d'après la règle de phase de Gibbs, égale à $C + 2 - \Phi$ où C est le nombre de constituants indépendants et Φ le nombre de phases du système. Pour définir l'état extensif du système, il faut de plus préciser les valeurs d'une variable extensive pour chacune des phases.

1.1.2 Premier principe

Le premier principe (qui est un postulat) exprime la conservation de l'énergie sous toutes ses formes au cours d'une transformation thermodynamique. Il a été énoncé pour un système fermé cyclique.

■ Système fermé cyclique

Au cours d'un cycle, pour un système fermé qui n'échange d'énergie avec son environne-

ment que sous forme de chaleur et d'énergie mécanique, on a :

$$\oint \delta Q + \oint \delta W = 0$$

■ Évolution d'un système fermé et fonctions d'état

Pour un système fermé qui n'échange d'énergie avec son environnement que sous forme de chaleur et d'énergie mécanique, on a, pour une transformation quelconque :

$$dE = \delta Q + \delta W$$

où E est l'énergie totale. On démontre que dE est une différentielle totale qui ne dépend que de l'état initial et de l'état final sans dépendre du chemin suivi et donc E est une fonction d'état. Ni le travail des forces extérieures de pression ($\delta W = -P dV$, où V est le volume total du système et P la pression extérieure) ni la chaleur (δQ) échangés par le système avec son environnement ne sont des différentielles totales mais leur somme en est une. Le travail et la chaleur ne sont pas des fonctions d'état alors que E en est une.

■ Énergie interne et enthalpie

La fonction d'état énergie totale E peut être décomposée en trois composantes bien identifiées :

– l'énergie cinétique :

$$E_c = \frac{1}{2} \sum_i m_i v_i^2$$

– l'énergie potentielle de gravitation :

$$E_p = \sum_i m_i g z_i$$

où m_i est la masse du sous-système i , v_i sa vitesse et z_i l'altitude de son centre de gravité dans le champ de gravité g . Les énergies cinétique et potentielle sont des fonctions d'état ;
– l'énergie interne U , une fonction d'état définie à partir de l'énergie totale E du système en complément de l'énergie cinétique et de l'énergie potentielle :

$$dE = dU + dE_c + dE_p$$

L'enthalpie est une fonction d'état obtenue en ajoutant à l'énergie interne du système le produit de sa pression P par son volume V :

$$H = U + PV$$

■ Évolution d'un système ouvert entre deux états thermodynamiques

Si, au cours d'une transformation, un système thermodynamique n'échange de l'énergie avec son environnement que sous forme d'une puissance thermique et d'une puissance mécanique, on a :

$$\frac{dE}{dt} = \dot{Q} + \dot{W} + \sum_{e,s} \dot{m}_{e,s} \left(h + \frac{1}{2}v^2 + gz \right)_{e,s}$$

où $\dot{m}$ est le débit massique entrant (e) ou sortant (s) traversant les frontières du système ouvert. Avec la règle de signe utilisée tout ce qui entre dans le système est positif, et tout ce qui en sort est négatif. Dans ces conditions, $\dot{m}_e > 0$ et $\dot{m}_s < 0$. Un cas particulier important pour les applications est celui de l'écoulement d'un fluide en régime stationnaire au travers d'un système (un composant : compresseur, évaporateur, condenseur, etc.) ; lorsque les variations d'énergie cinétique et d'énergie potentielle peuvent être négligées, on obtient :

$$\dot{Q} + \dot{W} = \dot{m}(h_s - h_e)$$

1.1.3 Second principe

■ Énoncés de Clausius et de Lord Kelvin

L'énoncé de Clausius postule « qu'il ne peut s'effectuer, sans compensation, de passage de chaleur d'un corps froid à un corps chaud ».

L'énoncé de Lord Kelvin, quant à lui, revient à postuler « qu'à l'aide d'un système qui décrit un cycle et qui n'est en contact qu'avec une seule source de chaleur, il est impossible de recueillir du travail ».

■ Théorème de Carnot et rendement de Carnot

Carnot s'est intéressé aux machines idéales, c'est-à-dire réversibles, fonctionnant entre deux sources de chaleur, à deux températures constantes. Il a démontré le théorème suivant.

THÉORÈME – *Toutes les machines thermiques dithermes réversibles évoluant entre deux températures données ont le même rendement.*

Le rendement maximal η_c (appelé rendement de Carnot) d'une machine motrice ditherme réversible est donné par :

$$\eta_c = -\frac{W}{Q_{sc}} = 1 - \frac{T_{sf}}{T_{sc}}$$

où $-W$ et Q_{sc} sont respectivement le travail fourni par la machine et la chaleur fournie par la source chaude et où T_{sc} (resp. T_{sf}) est la température de la source chaude (resp. source froide). Pour un réfrigérateur utilisant un cycle inverse, l'efficacité (appelée COP pour coefficient de performance) du cycle idéal de Carnot est égale à :

$$\text{COP}_c = \frac{Q_{sf}}{W} = \frac{T_{sf}}{T_{sc} - T_{sf}}$$

Remarque

Le COP n'est pas un rendement et il est très généralement supérieur à 1 alors que pour un cycle moteur, le rendement de Carnot est toujours inférieur à 1.

■ Inégalité de Clausius et entropie

Pour un système fermé décrivant un cycle, on a toujours l'inégalité de Clausius :

$$\oint \frac{\delta Q}{T} \leq 0$$

L'inégalité stricte vaut si le cycle est irréversible, et l'égalité s'applique aux cycles réversibles. En appliquant l'inégalité de Clausius, on trouve que, pour une transformation réversible, la variation de la grandeur $\frac{\delta Q}{T}$ est indépendante du chemin suivi. C'est donc la différentielle totale d'une grandeur d'état que l'on appelle l'entropie :

$$dS = \left(\frac{\delta Q}{T} \right)_{\text{rev}}$$

■ Variation, flux et production d'entropie dans les systèmes fermés

L'entropie étant une grandeur d'état, sa variation entre deux états est indépendante du chemin suivi et peut être décomposée en un flux et une production :

$$dS = d_e S + d_i S$$

En l'absence d'échange de matière avec l'extérieur, le flux d'entropie est simplement donné par :

$$d_e S = \frac{\delta Q}{T}$$

D'après l'inégalité de Clausius, pour toute transformation (réversible ou irréversible), on a :

$$dS \geq \frac{\delta Q}{T}$$

On en déduit que la production d'entropie $d_i S$ est nulle pour les systèmes réversibles et positive pour les systèmes irréversibles.

■ Bilan d'entropie dans les systèmes ouverts

Un système ouvert échangeant de la matière avec l'extérieur, il est commun de présenter les bilans en considérant les flux. On obtient ainsi :

$$\underbrace{\frac{dS}{dt}}_{\text{variation d'entropie}} = \underbrace{\sum_i \frac{\dot{Q}_i}{T_i}}_{\text{variation d'entropie due aux échanges de chaleur}} + \underbrace{\sum_{e,s} (\dot{m}s)}_{\text{variation d'entropie convectée par échanges de masse}} + \underbrace{P(S)}_{\text{production d'entropie toujours positive}}$$

où apparaissent les contributions dues aux échanges de chaleur, de masse et à la production d'entropie. Dans cette équation, l'indice i tient compte des différents niveaux de température auxquels la chaleur est échangée avec le milieu extérieur et les indices e et s tiennent compte des différents flux de matière entrant et sortant. La grandeur s est l'entropie massique. Dans le cas de l'écoulement permanent d'un fluide unique (avec $\dot{m} > 0$), l'équation se réduit à :

$$P(S) = - \sum_i \frac{\dot{Q}_i}{T_i} + \dot{m}(s_s - s_e) \geq 0$$

Si l'écoulement est réversible, $P(S)$ s'annule et on obtient :

$$\sum_i \frac{\dot{Q}_i}{T_i} = \dot{m}(s_s - s_e)$$

Notons que, dans les bilans entropiques, le seul type d'énergie qui intervienne est la chaleur, aucun terme mettant en jeu du travail n'apparaît.

■ Notion d'exergie

Considérons maintenant le cas général d'un système ouvert échangeant de la chaleur avec n sources de chaleur. Il est possible de combiner les équations bilans des premier et second principes en multipliant les deux membres de l'équation du second principe par T_a , où T_a est la température du milieu ambiant environnant le système étudié (température de la source de chaleur généralement gratuite) :

$$\frac{dE}{dt} = \sum_i \dot{Q}_i + \dot{W} + \sum_{e,s} \dot{m}_{e,s} \left(h + \frac{1}{2} \hat{V}^2 + gz \right)_{e,s}$$

$$T_a P(S) =$$

$$T_a \frac{dS}{dt} - \sum_i \frac{T_a}{T_i} \dot{Q}_i - \sum_{e,s} T_a (\dot{m}s)_{e,s} \geq 0$$

Après quelques manipulations algébriques, on obtient le maximum de puissance mécanique utilisable pour un cycle moteur en régime stationnaire :

$$\underbrace{(\dot{E}_w)_{\text{rev}}}_{\text{puissance mécanique utilisable}} = -\dot{W} = \underbrace{\sum_i \theta_i \dot{Q}_i}_{\text{flux d'exergie associé aux transferts de chaleur}} + \underbrace{\sum_j \dot{m}_j e_{xj}}_{\text{flux d'exergie associé aux transferts de masse}} - \underbrace{E_{xd}}_{\text{destruction d'exergie}}$$

où l'on a introduit :

- le facteur de Carnot $\theta_i = 1 - \frac{T_a}{T_i}$
- l'exergie massique de l'espèce j échangée avec l'extérieur $e_{xj} = h_j - T_a s_j$
- l'exergie détruite E_{xd}

Plus loin, nous appliquerons le concept d'exergie au cycle inverse de réfrigération.

1.2 Cycles de production du froid à deux ou trois températures

La production du froid ne se distingue pas de la production de chaleur uniquement en termes d'échelle de température ou en terme de signe de la quantité de chaleur échangée. En effet, on ne peut pas dire que la production du froid est simplement une production de chaleur négative à basse température. La distinction principale vient de l'existence du second principe de la thermodynamique qui, selon l'énoncé de Clausius, postule « qu'il ne peut pas s'effectuer, sans compensation, un passage de chaleur d'un corps froid à un corps plus chaud » alors qu'il peut tout à fait, sans compensation, s'effectuer un passage de chaleur d'un corps chaud vers un corps moins chaud. On peut donc définir la production de froid comme la mise en œuvre d'une suite de transformations thermodynamiques permettant d'extraire de la chaleur d'un milieu (source froide) pour abaisser et/ou maintenir sa température en dessous de la température ambiante. Ces transformations sont subies par une substance active (le frigorigène), qui prélève de la chaleur à la source froide, en rejette dans la source chaude et à laquelle on doit apporter de l'énergie en compensation.

Autrement dit, l'étude de la production du froid prend, à cause de l'existence du second principe, une dimension thermodynamique que n'a pas nécessairement la thermique. Des considérations thermodynamiques existent, bien évidemment, également en thermique mais elles se situent dans l'aspect rendement énergétique et non pas dans l'aspect production. Par exemple, le problème de la meilleure utilisation d'une chaleur noble (généralement obtenue à haute température : combustion, nucléaire, résistance électrique, etc.) pour un usage à beaucoup plus basse température (applications industrielles ou pour l'habitat) requiert d'avoir recours au second principe. Dans le cas du froid, ce n'est pas seulement l'utilisation du froid, c'est la production du froid elle-même qui requiert d'avoir recours à la thermodynamique. Cette différence est essentielle et c'est la raison pour laquelle nous débuterons ici par l'utilisation intensive de la thermodynamique.

Dans ce chapitre, nous allons considérer, du point de vue de la thermodynamique, les différents modes de production du froid en partant du second principe et en étudiant les différentes formes de « compensation extérieure » qui existent pour produire du froid ou, ce qui revient au même, pour faire passer de la chaleur d'un corps froid (siège de la production du froid) vers un corps plus chaud (lieu du rejet thermique, généralement l'environnement). Nous allons, dans un premier temps, considérer uniquement des systèmes cycliques réversibles. Plus tard, nous introduirons les systèmes cycliques réels qui sont irréversibles.

Les cycles les plus couramment utilisés sont les cycles à compression mécanique de vapeur, idéalisés par des cycles à deux températures. Néanmoins, il existe des cycles à compression thermique de vapeur, généralement des cycles à sorption (absorption liquide ou adsorption) idéalisés par des cycles à trois températures (cycles trithermes) qui seront également introduits dans le chapitre 9.

Avant d'aller plus loin dans ce chapitre, il est important de préciser la règle de signe qui sera utilisée tout au long de l'ouvrage.

RÈGLE (DITE DU BANQUIER) – *On compte positivement toute grandeur entrant dans le système et négativement toute grandeur sortant du système.*

Cette règle concerne non seulement les flux de chaleur et d'énergie mais également les débits massiques.

1.2.1 Cycles échangeant travail mécanique et chaleur avec l'environnement

Pour un système fermé cyclique échangeant d'une part de la chaleur avec des sources extérieures de chaleur et d'autre part du travail mécanique, rappelons que les deux premiers principes de la thermodynamique s'écrivent :

$$\begin{cases} \oint \delta Q + \oint \delta W = 0 & [a] \\ \oint \frac{\delta Q}{T} \leq 0 & [b] \end{cases} \quad (1.1)$$

où l'équation (1.1a) rend compte de la conservation globale de l'énergie au cours de la transformation et l'équation (1.1b) est l'inégalité de Clausius qui rend compte du second principe. Si le cycle échange de la chaleur avec n sources de chaleur et que chaque source de chaleur est à une température constante T_i , le système d'équations (1.1) devient :

$$\begin{cases} \sum_i Q_i + W = 0 & [a] \\ \sum_i \frac{Q_i}{T_i} \leq 0 & [b] \\ \Leftrightarrow \sum_i \frac{Q_i}{T_i} = -\Delta_i S \quad \Delta_i S \geq 0 & [b] \end{cases} \quad (1.2)$$

où les Q_i représentent les chaleurs échangées avec chaque source i de chaleur au cours d'un cycle ; W représente le travail échangé avec l'extérieur au cours d'un cycle et $\Delta_i S$ représente la production d'entropie au cours d'un cycle qui, d'après l'inégalité de Clausius, ne peut être que positive.

Un cas particulier est celui des systèmes cycliques purement thermiques. Dans ce cas, le terme W dans l'équation (1.2a) s'annule et l'on obtient :

$$\begin{cases} \sum_i Q_i = 0 \quad W = 0 & [a] \\ \sum_i \frac{Q_i}{T_i} = -\Delta_i S \quad \Delta_i S \geq 0 & [b] \end{cases} \quad (1.3)$$

Les systèmes d'équations (1.2) et (1.3) sont les systèmes d'équations qui seront utilisés dans la suite de ce livre suivant que les cycles étudiés échangent de la chaleur et du travail ou uniquement de la chaleur avec l'environnement.

1.2.2 Cycles à deux sources de chaleur

■ Systèmes évoluant entre deux sources de chaleur sans échange de travail mécanique

Pour bien illustrer la différence entre production de chaleur et production du froid, nous allons d'abord considérer le cas d'un système thermodynamique qui n'échange que de la chaleur entre deux sources de chaleur, chaque source étant à une température constante. Dans ce système, la « compensation extérieure » mentionnée dans le second principe est nulle, on obtient :

$$\begin{cases} Q_{sc} + Q_{sf} = 0 & [a] \\ \frac{Q_{sc}}{T_{sc}} + \frac{Q_{sf}}{T_{sf}} = -\Delta_i S \leq 0 & [b] \end{cases} \quad (1.4)$$

où l'indice « sc » réfère à la source chaude et l'indice « sf » réfère à la source froide et donc $T_{sc} > T_{sf}$.

On élimine Q_{sf} pour obtenir :

$$Q_{sc} \left(\frac{1}{T_{sc}} - \frac{1}{T_{sf}} \right) = -\Delta_i S \leq 0 \quad (1.5)$$

dans la mesure où $T_{sc} > T_{sf}$, l'inégalité (1.5) conduit à $Q_{sc} > 0$ et donc $Q_{sf} < 0$. Il y a donc rejet de chaleur à la source froide et non pas production de froid. On peut « sans compensation extérieure », effectuer le passage de chaleur (Q_{sc}) d'un corps chaud vers un corps moins chaud mais on ne peut pas produire de froid à partir d'une machine cyclique fonctionnant entre deux sources de chaleur s'il n'y a pas de « compensation extérieure ». Cette compensation extérieure peut prendre la forme d'un travail mécanique, ou d'une autre source d'énergie.

■ Cycles à deux sources de chaleur avec échange de travail mécanique

Si l'on considère maintenant une machine cyclique échangeant non seulement de la chaleur avec deux sources extérieures de chaleur mais également du travail avec l'extérieur, on peut produire du froid. Les équations s'écrivent en effet sous la forme suivante :

$$\begin{cases} Q_{sc} + Q_{sf} + W = 0 & [a] \\ \frac{Q_{sc}}{T_{sf}} + \frac{Q_{sf}}{T_{sc}} + \Delta_i S = 0 & [b] \end{cases} \quad (1.6)$$

Éliminer $Q_{sc} = -(Q_{sf} + W)$ dans (1.6b) conduit à :

$$-\frac{Q_{sf} + W}{T_{sc}} + \frac{Q_{sf}}{T_{sf}} + \Delta_i S = 0 \quad (1.7)$$

$$\underbrace{Q_{sf}}_{+} \underbrace{\left(\frac{1}{T_{sf}} - \frac{1}{T_{sc}} \right)}_{+} = \underbrace{\frac{W}{T_{sc}} - \Delta_i S}_{+} \quad (1.8)$$

D'après les signes connus (accollades supérieures) des différentes contributions dans l'équation (1.8) :

- $Q_{sf} > 0$ car on produit du froid
- $\frac{1}{T_{sf}} - \frac{1}{T_{sc}} > 0$ car $T_{sc} > T_{sf}$
- et $\Delta_i S > 0$ d'après l'inégalité de Clausius

on voit qu'il faut impérativement que W soit positif pour pouvoir produire du froid. Cette condition nécessaire n'est pas suffisante, il faut de plus que :

$$W - T_{sc} \Delta_i S > 0 \quad (1.9)$$

Pour caractériser, d'un point de vue thermodynamique, un système de production du froid, on définit un coefficient de performance (COP) donné par le rapport entre la quantité de froid produite (ou de chaleur, $Q_{sf} > 0$, prélevée à la source froide) et l'énergie mécanique, $W > 0$, fournie au système. Le COP du cycle ditherme s'obtient alors en utilisant l'équation (1.8) :

$$\begin{aligned} \text{COP} &= \frac{Q_{sf}}{W} = \frac{T_{sf}}{T_{sc} - T_{sf}} - \frac{T_{sc} \Delta_i S}{W \left(\frac{T_{sc}}{T_{sf}} - 1 \right)} \\ &= \frac{T_{sf}}{T_{sc} - T_{sf}} \left(1 - \frac{T_{sc} \Delta_i S}{W} \right) \end{aligned} \quad (1.10)$$

Cet indicateur COP n'est pas un rendement, il peut notamment être supérieur à 1. Pour passer à un rendement, il faut comparer le COP obtenu avec le cycle réel et donné par l'équation (1.10) au COP idéal d'un cycle de Carnot fonctionnant entre les mêmes températures de sources extérieures.

■ Cycle de Carnot de réfrigération à deux sources de chaleur

Un cycle de Carnot est constitué de deux évolutions isothermes réversibles et de deux évolutions adiabatiques également réversibles. Ce cycle peut être décrit dans un diagramme entropique dont les axes de coordonnées sont l'entropie et la température (figure 1.1).

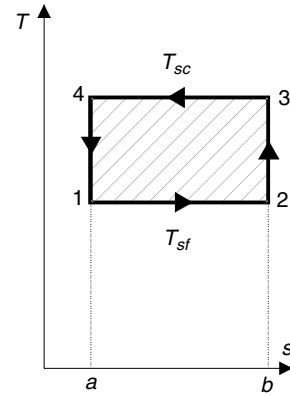


Figure 1.1 – Cycle de Carnot de production du froid dans un diagramme entropique.

Une réalisation possible d'un cycle de Carnot serait un compresseur à pistons contenant un gaz. Ce compresseur n'échangerait pas de matière avec l'extérieur et serait donc un sys-

tème thermodynamique fermé. La succession des quatre transformations s'effectuerait comme suit :

- une détente isotherme réversible $1 \rightarrow 2$;
- une compression adiabatique réversible $2 \rightarrow 3$;
- une compression isotherme réversible $3 \rightarrow 4$;
- une détente adiabatique réversible $4 \rightarrow 1$.

Appliquer les premier et second principes à ce système fermé décrivant ce cycle réversible conduit aux équations (1.11) et (1.12) :

$$W + Q_{sf} + Q_{sc} = 0 \quad (1.11)$$

$$\frac{Q_{sf}}{T_{sf}} + \frac{Q_{sc}}{T_{sc}} = 0 \quad (1.12)$$

On retrouve le système d'équations (1.6), dans lequel $\Delta_i S = 0$.

Au cours de chacune des phases d'apport de chaleur au fluide (1-2) ou d'extraction de chaleur du fluide (3-4), les quantités de chaleur échangées par une masse unitaire de fluide sont données, dans le diagramme entropique, par les aires 1-2-b-a-1 (apport) et 3-4-a-b-3 (extraction).

Pour le cycle de Carnot, le COP s'obtient à partir des équations (1.11) et (1.12) et il est égal à :

$$\text{COP}_c = \frac{Q_{sf}}{W} = \frac{T_{sf}}{T_{sc} - T_{sf}} \quad (1.13)$$

Remarque

L'équation (1.13) montre que le COP d'un cycle ditherme de Carnot ne dépend que des deux températures de sources. Il ne tient pas compte des transformations thermodynamiques utilisées, ni de la substance active et du matériel mis en œuvre.

Devant les difficultés à réaliser un cycle de Carnot, le cycle idéal à compression de vapeur peut être décomposé en cinq étapes illustrées dans un diagramme entropique (figure 1.3) :

- 1-2 : compression adiabatique réversible (isentropique) fournie par une compression mécanique ;
- 2-2' : désurchauffe isobare des vapeurs ;
- 2'-3 : condensation isotherme ;
- 3-4 : détente du liquide frigorigène au travers d'une vanne de laminage (adiabatique et sans échange de travail mécanique) ;
- 4-1 : évaporation isotherme.

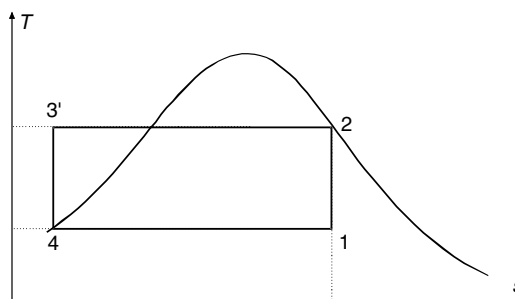


Figure 1.2 – Cycle de Carnot à compression de vapeur avec changement de phase et sous-refroidissement du liquide à pression variable et température constante.

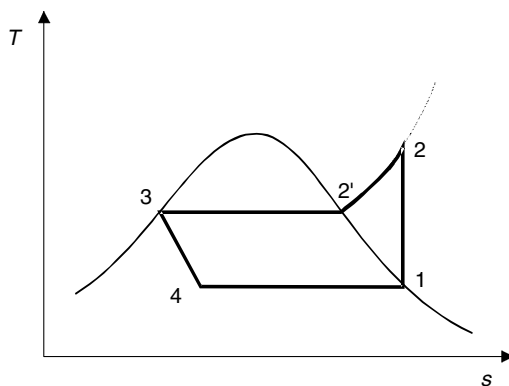


Figure 1.3 – Cycle idéal de réfrigération à compression de vapeur dans un diagramme (T, s) avec détente isenthalpique [3-4] dans une vanne de laminage.

Ce cycle s'écarte du cycle de Carnot à deux températures sur deux points :

- la désurchauffe 2-2' n'est pas une transformation isotherme ;
- la détente du liquide frigorigène au travers de la vanne de laminage est adiabatique mais irréversible, c'est donc une transformation isenthalpique et non pas isentropique.

Ces deux points ont des conséquences sur les performances du cycle qui seront analysées en détail plus loin. Retenons simplement pour l'instant qu'un tel cycle a une production interne d'entropie strictement positive.

Récemment, un nouveau cycle de Carnot consistant en une compression isotherme et deux détentes, l'une isotherme et l'autre adiabatique, a été proposé et sera présenté au § 2.3.

■ Rendement d'un cycle à deux sources de chaleur avec échange de travail mécanique

Revenant au cas du cycle à deux sources de chaleur avec échange de travail avec l'extérieur, on a déjà constaté que dans l'équation (1.10), le cas $\Delta_i S = 0$ correspond au cycle de Carnot. Il est toujours important de situer la performance d'un cycle réel par rapport à celle du cycle idéal de Carnot correspondant aux mêmes niveaux de températures. Notant COP_c le COP du cycle de Carnot, et COP celui du cycle réel, on obtient :

$$\left\{ \begin{array}{l} COP_c = \frac{T_{sf}}{T_{sc} - T_{sf}} \\ COP = \frac{Q_{sf}}{W} = COP_c - \frac{T_{sc} \Delta_i S}{W \left(\frac{T_{sc}}{T_{sf}} - 1 \right)} \\ \eta = \frac{COP}{COP_c} = 1 - N_s \\ N_s = \frac{T_{sc} \Delta_i S}{W} \end{array} \right. \quad (1.14)$$

Dans le système d'équations (1.14), nous avons introduit le nombre de production d'entropie N_s et le rendement thermodynamique η . Le nombre de production d'entropie est une grandeur intéressante dans la mesure où il représente une mesure directe de la détérioration du COP d'un cycle réel par rapport au cycle ditherme de Carnot. Ce terme de dégradation due aux irréversibilités, tient compte de la substance active, des transformations thermodynamiques et du matériel spécifique mis en oeuvre. Il permet également d'effectuer la liaison entre une production d'entropie $\Delta_i S$ qui peut paraître très abstraite et une détérioration de performance qui, elle, est très concrète. Le rendement thermodynamique est l'indice de référence d'un point de vue thermodynamique. Un COP élevé peut cacher un

faible rendement thermodynamique et vice versa, un COP faible peut résulter d'un bon rendement thermodynamique.

Exemples

Considérons d'abord un groupe de production de froid industriel fonctionnant entre -40°C (233 K) et $+40^\circ\text{C}$ (313 K). $COP = 0,9$ correspond à un rendement thermodynamique $\eta = 0,31$ car $COP_c = 2,91$. Considérons ensuite un groupe de climatisation fonctionnant en hiver entre $+3^\circ\text{C}$ (276 K) et $+20^\circ\text{C}$ (293 K). $COP = 4$ correspond maintenant à un rendement thermodynamique $\eta = 0,25$ car $COP_c = 16,23$.

D'après ces deux exemples, on voit que le meilleur rendement correspond au COP le plus faible. Il faut toujours être très vigilant lorsque l'on compare des systèmes frigorifiques : il faut soit considérer des systèmes fonctionnant dans les mêmes conditions soit comparer les performances sur la base du rendement thermodynamique.

L'évaluation détaillée du nombre de production d'entropie dans le cas d'un cycle à compression de vapeur sera présentée plus loin.

1.2.3 Cycles à trois sources de chaleur

Nous venons de voir que l'introduction de travail mécanique dans un cycle à deux sources de chaleur permettait d'effectuer la « compensation extérieure » nécessaire pour satisfaire le second principe. Ce n'est pas le seul moyen, et nous allons voir maintenant que l'introduction d'une troisième source de chaleur permet également d'effectuer cette « compensation extérieure » nécessaire pour satisfaire le second principe. Nous allons donc considérer un cycle à trois sources de chaleur sans échange de travail mécanique avec l'extérieur. Dans la pratique, de tels cycles correspondent, par exemple, à ceux de systèmes à absorption liquide.

■ Cycles à trois sources de chaleur sans échange de travail mécanique

Le système d'équations (1.3) peut s'écrire :

$$\left\{ \begin{array}{l} Q_{sc} + Q_{int} + Q_{sf} = 0 \quad [a] \\ \frac{Q_{sc}}{T_{sc}} + \frac{Q_{int}}{T_{int}} + \frac{Q_{sf}}{T_{sf}} + \Delta_i S = 0 \quad [b] \end{array} \right. \quad (1.15)$$

où T_{int} est la température intermédiaire entre la source chaude et la source froide :

$$T_{sc} > T_{\text{int}} > T_{sf} \quad (1.16)$$

La seule condition que nous imposons est maintenant que la source froide soit le siège d'une production de froid (Q_{sf} doit être positif). Pour l'instant, nous n'imposons aucune condition quant au signe de Q_{int} ni de Q_{sc} . L'élimination de $Q_{\text{int}} = -(Q_{sc} + Q_{sf})$ dans l'équation (1.15b) conduit à :

$$\frac{Q_{sc}}{T_{sc}} - \frac{Q_{sc} + Q_{sf}}{T_{\text{int}}} + \frac{Q_{sf}}{T_{sf}} + \Delta_i S = 0 \quad (1.17)$$

$$\underbrace{Q_{sc}}_{?} \left(\overbrace{\frac{1}{T_{sc}} - \frac{1}{T_{\text{int}}}}^{-} \right) + \underbrace{Q_{sf}}_{+} \left(\overbrace{\frac{1}{T_{sf}} - \frac{1}{T_{\text{int}}}}^{+} \right) + \overbrace{\Delta_i S}^{+} = 0$$

$$(1.18)$$

Dans l'équation (1.18), tous les signes sont connus (accolades supérieures) sauf le signe de Q_{sc} (accolade inférieure). On voit que, pour que l'équation puisse être satisfaite, Q_{sc} doit impérativement être positif. Comme Q_{sf} est également positif, cela entraîne que $Q_{\text{int}} = -(Q_{sc} + Q_{sf})$ doit être négatif. Les flux de chaleur dans un réfrigérateur thermique à trois températures sont représentés figure 1.4. Le COP d'un tel système s'obtient facilement à partir de l'équation (1.18) en passant par l'étape intermédiaire suivante :

$$Q_{sf} = Q_{sc} \frac{\frac{1}{T_{\text{int}}} - \frac{1}{T_{sc}}}{\frac{1}{T_{sf}} - \frac{1}{T_{\text{int}}}} - \frac{\Delta_i S}{\frac{1}{T_{sf}} - \frac{1}{T_{\text{int}}}} \quad (1.19)$$

$$\text{COP} = \frac{Q_{sf}}{Q_{sc}} = \frac{1 - \frac{T_{\text{int}}}{T_{sc}}}{\frac{T_{\text{int}}}{T_{sf}} - 1} - \frac{T_{\text{int}} \Delta_i S}{\left(\frac{T_{\text{int}}}{T_{sf}} - 1 \right) Q_{sc}} \quad (1.20)$$

Le résultat le plus important est qu'il est possible de produire du froid sans utiliser d'énergie mécanique à condition d'utiliser un cycle tritherme.

Comme pour le cycle à deux températures, nous allons introduire le cycle de Carnot à trois températures.

■ Cycle de Carnot tritherme de production de froid

On appelle cycle de Carnot tritherme de production du froid, un cycle réversible échangeant de la chaleur de façon réversible avec trois sources extérieures de chaleur. Un tel cycle est un cas particulier de cycle tritherme dans lequel $\Delta_i S = 0$. À ce stade, nous ne posons pas la question de savoir comment un cycle de Carnot tritherme peut être réalisé. Le résultat qui nous intéresse est de connaître le COP de Carnot d'un cycle tritherme dans la mesure où le COP d'un cycle tritherme sera nécessairement inférieur à celui d'un cycle tritherme de Carnot. Le COP du cycle tritherme de Carnot s'obtient à partir de l'équation (1.20) dans laquelle $\Delta_i S = 0$, ce qui conduit à :

$$\text{COP}_c^{3T} = \frac{Q_{sf}}{Q_{sc}} = \frac{1 - \frac{T_{\text{int}}}{T_{sc}}}{\frac{T_{\text{int}}}{T_{sf}} - 1} \quad (1.21)$$

où la notation COP_c^{3T} est utilisée pour symboliser le cycle tritherme de Carnot. Remarquons que, comme dans le cas du cycle ditherme, le COP est indépendant du procédé et ne dépend que des niveaux de température. Remarquons également qu'un tel cycle ne met aucune énergie mécanique en jeu.

Mais un cycle tritherme de Carnot peut également être considéré comme un cycle résultant du couplage de deux cycles de Carnot dithermes : le premier est un cycle moteur qui produit de l'énergie mécanique, le second est un cycle inverse qui utilise l'énergie mécanique produite dans l'autre cycle pour produire du froid. C'est ce système que nous allons analyser. Considérons donc un système thermodyna-

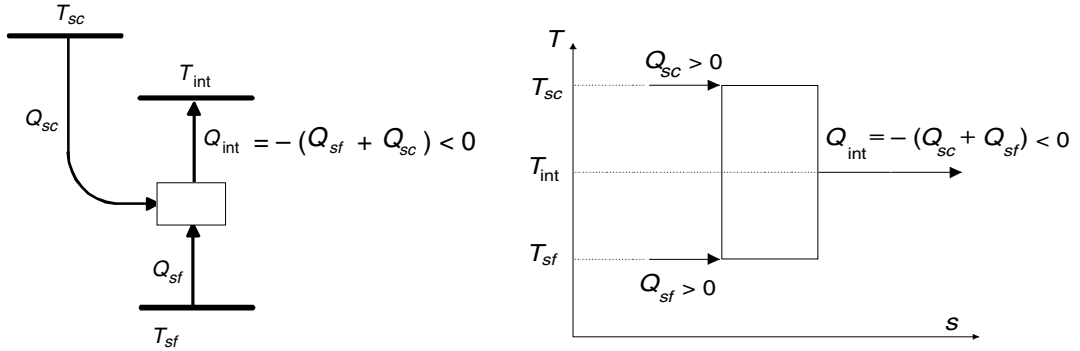


Figure 1.4 – Flux de chaleur dans un cycle tritherme de réfrigération.

mique cyclique constitué de deux sous-systèmes thermodynamiques également cycliques. Le premier sous-système consiste en un cycle moteur de Carnot (donc réversible) fonctionnant entre les températures T_{sc} et T_{int} , avec $T_{sc} > T_{int}$, et produisant du travail mécanique. Ce sous-système est régi par le système d'équations suivant :

$$\begin{cases} Q_{sc} + Q'_{int} + W' = 0 & [a] \\ \frac{Q_{sc}}{T_{sc}} + \frac{Q'_{int}}{T_{int}} = 0 & [b] \end{cases} \quad (1.22)$$

Nous introduisons la notation $W' = -W$ où W' est le travail, négatif, produit dans le cycle moteur, alors que W est le travail, positif, utilisé dans le cycle frigorifique. Q'_{int} est la chaleur rejetée par le moteur à T_{int} .

Le rendement de ce cycle moteur est défini comme le rapport entre le travail mécanique produit ($W = -W'$) et la chaleur fournie à la source chaude (Q_{sc}) :

$$\eta_{mot} = \frac{-W'}{Q_{sc}} = \frac{W}{Q_{sc}} = 1 - \frac{T_{int}}{T_{sc}} \quad (1.23)$$

À la différence du COP qui est juste un coefficient de performance et n'a pas la qualité d'un rendement, le rendement η défini par la relation (1.23) est un vrai rendement thermodynamique dont la valeur est comprise entre 0 et 1.

Le second sous-système consiste en un cycle de Carnot de réfrigération (donc réversible), introduit plus haut, fonctionnant entre les deux températures T_{int} et T_{sf} avec $T_{int} > T_{sf}$. Ce sous-système est régi par un système d'équations identiques :

$$\begin{cases} Q_{int} + Q_{sf} + W = 0 & [a] \\ \frac{Q_{int}}{T_{int}} + \frac{Q_{sf}}{T_{sf}} = 0 & [b] \end{cases} \quad (1.24)$$

Le COP de ce second sous-système est donné par la relation :

$$\text{COP} = \frac{Q_{sf}}{W} = \frac{T_{sf}}{T_{sc} - T_{sf}} \quad (1.25)$$

Si l'énergie mécanique produite par le premier sous-système est intégralement utilisée dans le second sous-système ($W + W' = 0$), on a simplement pour le COP du cycle à trois températures résultant du couplage de deux cycles de Carnot :

$$\begin{aligned} \text{COP}_c^{3T} &= \frac{Q_{sf}}{Q_{sc}} = \overbrace{\frac{Q_{sf}}{W}}^{\text{COP}} \times \overbrace{\frac{-W'}{Q_{sc}}}^{\eta_{mot}} \\ &= \overbrace{\left(\frac{T_{sf}}{T_{int} - T_{sf}} \right)}^{\text{COP}} \overbrace{\left(1 - \frac{T_{int}}{T_{sc}} \right)}^{\eta_{mot}} \end{aligned} \quad (1.26)$$

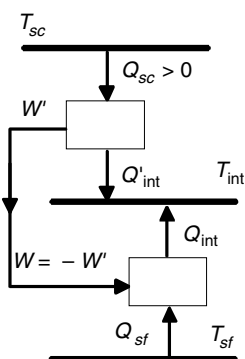


Figure 1.5 – Flux de chaleur dans un cycle de Carnot tritherme résultant du couplage de deux cycles de Carnot dithermes.

En combinant les équations (1.22) et (1.24) et en tenant compte de $W + W' = 0$, on obtient :

$$\begin{cases} Q_{sc} + (Q'_{int} + Q_{int}) + Q_{sf} = 0 & [a] \\ \frac{Q_{sc}}{T_{sc}} + \frac{Q'_{int} + Q_{int}}{T_{int}} + \frac{Q_{sf}}{T_{sf}} = 0 & [b] \end{cases} \quad (1.27)$$

Les flux de chaleur dans un cycle de Carnot à trois températures résultant du couplage de deux cycles de Carnot dithermes sont représentés figure 1.5 : la chaleur rejetée à la source intermédiaire est la somme $Q'_{int} + Q_{int}$.

■ Rendement d'un cycle réel tritherme de réfrigération

Un cycle réel tritherme de réfrigération n'est pas un cycle de Carnot. Il est intéressant de pouvoir comparer sa performance à celle du cycle tritherme de Carnot fonctionnant aux mêmes niveaux de températures. Appelons COP^{3T} , le COP du cycle réel et COP_c^{3T} le COP du cycle tritherme de Carnot correspondant. Dans l'équation (1.20), le premier terme du membre de droite n'est autre que le COP de Carnot d'un cycle à trois températures. Pour un cycle réel, le COP peut s'écrire en fonction du COP du cycle de Carnot à trois températures COP_c^{3T} :

$$\begin{cases} \text{COP}_c^{3T} = \frac{1 - \frac{T_{int}}{T_{sc}}}{\frac{T_{int}}{T_{sf}} - 1} & [a] \\ \text{COP}^{3T} = \text{COP}_c^{3T} - \frac{T_{int} \Delta_i S}{\left(\frac{T_{int}}{T_{sf}} - 1\right) Q_{sc}} & [b] \\ \eta = \frac{\text{COP}}{\text{COP}_c^{3T}} = 1 - N_s & [c] \\ N_s = \frac{T_{int} \Delta_i S}{\left(1 - \frac{T_{int}}{T_{sc}}\right) Q_{sc}} & [d] \end{cases} \quad (1.28)$$

Si $\Delta_i S = 0$, on retrouve bien le COP de Carnot d'après (1.28b) et la production d'entropie apparaît bien comme étant responsable de la dégradation du COP. D'après l'équation (1.28d), le nombre de production d'entropie N_s est une mesure directe de la dégradation du rendement thermodynamique.

Exemple

Considérons un groupe d'eau glacée fonctionnant entre 3 °C et 30 °C avec une température de source chaude de 150 °C dont le COP^{3T} est de 1,2. Son COP^{3T} de Carnot est égal à :

$$\text{COP}_c^{3T} = \frac{276}{27} \left(1 - \frac{303}{423}\right) = 2,9$$

et le rendement thermodynamique :

$$\eta = \frac{1,2}{2,9} = 0,41$$

Bien que le COP^{3T} soit faible, le rendement thermodynamique est raisonnablement élevé car on utilise de la chaleur à moyenne température comme source chaude et le COP_c^{3T} de référence est modéré.

■ Cycles à trois sources de chaleur avec échange de travail mécanique

Un autre cas intéressant de cycle à trois températures est celui où de l'énergie mécanique est mise en jeu. Ce cas peut correspondre au cas d'un cycle à compression de vapeur avec deux températures d'évaporation (ou de condensation) mais il peut également correspondre au cas d'un cycle hybride. On appelle *cycle hybride* un cycle dans lequel la chaleur est l'énergie motrice mais où l'on utilise de l'énergie mécanique pour améliorer le cycle. L'exemple type est le cas du cycle à absorption et compression. Le système d'équations devient :

$$\begin{cases} Q_{sc} + Q_{\text{int}} + Q_{sf} + W = 0 \\ \frac{Q_{sc}}{T_{sc}} + \frac{Q_{\text{int}}}{T_{\text{int}}} + \frac{Q_{sf}}{T_{sf}} + \Delta_i S = 0 \end{cases} \quad (1.29)$$

Éliminant $Q_{\text{int}} = -(Q_{sc} + Q_{sf} + W)$, on obtient :

$$\frac{Q_{sc}}{T_{sc}} - \frac{Q_{sc} + Q_{sf} + W}{T_{\text{int}}} + \frac{Q_{sf}}{T_{sf}} + \Delta_i S = 0 \quad (1.30)$$

$$Q_{sc} \left(\frac{1}{T_{sc}} - \frac{1}{T_{\text{int}}} \right) \quad (1.31)$$

$$+ \overbrace{Q_{sf}}^{+} \left(\frac{1}{T_{sf}} - \frac{1}{T_{\text{int}}} \right) + \overbrace{\Delta_i S}^{+} - \frac{W}{T_{\text{int}}} = 0$$

Pour que le cycle hybride puisse produire du froid, il faut impérativement que :

$$Q_{sc} \left(\frac{1}{T_{sc}} - \frac{1}{T_{\text{int}}} \right) - \frac{W}{T_{\text{int}}} < 0 \quad (1.32)$$

Si Q_{sc} est positif et W est positif, cette condition nécessaire est toujours satisfaite. La défini-

tion du COP est plus délicate dans ce cas car il y a de l'énergie thermique et de l'énergie mécanique mise en jeu. Si l'énergie mécanique mise en jeu est très faible, on peut néanmoins considérer le COP basé exclusivement sur les bilans thermiques et l'on obtient :

$$\begin{aligned} \text{COP} &= \frac{Q_{sf}}{Q_{sc}} = \frac{\frac{1}{T_{\text{int}}} - \frac{1}{T_{sc}}}{\frac{1}{T_{sf}} - \frac{1}{T_{\text{int}}}} \\ &= \frac{T_{\text{int}} \Delta_i S}{\left(\frac{T_{\text{int}}}{T_{sf}} - 1 \right) Q_{sc}} + \frac{W}{\left(\frac{T_{\text{int}}}{T_{sf}} - 1 \right) Q_{sc}} \end{aligned} \quad (1.33)$$

1.2.4 Applications de l'exergie et calcul du rendement exergetique

Le rendement exergetique est un indicateur très précieux pour la production du froid dans ses différentes formes et applications. Nous allons rappeler rapidement la démarche qui est toujours la même quel que soit le système étudié. D'abord, on n'utilisera le concept d'exergie que dans les régimes permanents. Ensuite, on prendra toujours comme température de référence, T_0 , celle de la chaleur rejetée (dans les cas où il y a des rejets thermiques à plusieurs températures, il faut reconnaître qu'il y a ambiguïté). Enfin, il s'agit de bien identifier les énergies utiles et à payer. Alors, l'écriture du bilan exergetique est simple : il faut affecter le coefficient de Carnot à toutes les quantités de chaleur ; le travail mécanique, quant à lui, est de l'exergie pure, et le rendement exergetique est simplement le rapport de la valeur absolue de l'exergie utile à l'exergie à payer. Attention à ne pas se tromper lors de la définition du facteur de Carnot et attention aux signes, ce sont les deux principaux pièges dans ces applications. Dans la définition du facteur de Carnot $\left(\theta = 1 - \frac{T_0}{T} \right)$, la température de la source se trouve au dénominateur et non l'inverse. De plus le facteur de Carnot peut être positif ou négatif : pour une source chaude, il est positif

mais, pour une source froide, il est nul (rejet thermique à T_0) ou éventuellement négatif (production de froid). En ce qui concerne les énergies, elles peuvent, comme pour le bilan d'énergie, être positives ou négatives suivant qu'elles sont reçues ou fournies par le système. Revenant au système de deux équations des premier et second principes obtenues en régime permanent, on a, pour le système fermé global :

$$\begin{cases} Q_{sc} + Q_{sf} + W = 0 & [a] \\ \frac{Q_{sc}}{T_{sc}} + \frac{Q_{sf}}{T_{sf}} = -\Delta_i S \leq 0 & [b] \end{cases} \quad (1.34)$$

En multipliant l'équation (1.34b) par T_0 , où T_0 est la température de référence pour le rejet thermique, faire la différence (1.34a) - T_0 (1.34b) conduit à :

$$\begin{aligned} Q_{sc} \left(1 - \frac{T_0}{T_{sc}}\right) \\ + Q_{sf} \left(1 - \frac{T_0}{T_{sf}}\right) + W - T_0 \Delta_i S = 0 \end{aligned} \quad (1.35)$$

Définissons le facteur de Carnot correspondant à la température T par :

$$\theta = 1 - \frac{T_0}{T} \quad (1.36)$$

L'équation (1.35) s'écrit :

$$\underbrace{\theta_{sc} Q_{sc}}_{\text{flux d'exergie associé à la source chaude}} + \underbrace{\theta_{sf} Q_{sf}}_{\text{flux d'exergie associé à la source froide}} + \underbrace{W}_{\text{énergie mécanique}} - \underbrace{Ex_d}_{\text{exergie détruite}} = 0 \quad (1.37)$$

où Ex_d , l'exergie détruite, est également appelée l'*anergie* et notée An .

■ Cycle inverse de réfrigération à compression de vapeur

Dans la mesure où dans un cycle frigorifique l'exergie de la source chaude n'est pas utilisée, on prend comme température de référence cette température de source chaude, si bien

que l'équation (1.37) se simplifie pour s'écrire :

$$\theta_{sf} Q_{sf} + W - Ex_d = 0 \quad (1.38)$$

On en déduit le rendement exergetique :

$$\eta_{ex} = \frac{|\text{exergie utile}|}{\text{exergie à payer}} = \frac{|\theta_{sf} Q_{sf}|}{W} \quad (1.39)$$

Notons que l'exergie utile est négative (car $\theta_{sf} = 1 - \frac{T_0}{T_{sf}} = 1 - \frac{T_{sc}}{T_{sf}} < 0$ et $Q_{sf} > 0$ donc $\theta_{sf} Q_{sf} < 0$), alors que l'exergie à payer est positive. Par ailleurs, d'après la définition du COP, $\frac{Q_{sf}}{W} = \text{COP}$, le rendement exergetique s'écrit donc :

$$\begin{aligned} \eta_{ex} &= \frac{|\theta_{sf} Q_{sf}|}{W} = |\theta_{sf} \text{COP}| \\ &= \left| \left(1 - \frac{T_{sc}}{T_{sf}}\right) \right| \text{COP} = \frac{\text{COP}}{\text{COP}_c} \end{aligned}$$

Le rendement exergetique est maintenant égal au rapport du COP au COP de Carnot, c'est le rendement thermodynamique. Ceci est vrai uniquement parce que la température de référence T_0 est égale à la température de la source chaude. La notion de température de référence présente de fait un caractère quelque peu arbitraire, mais dans les applications, ceci ne constitue pas une difficulté majeure. Que se passerait-il si, au lieu de prendre comme température de référence la température de condensation, on prenait la température ambiante ? Dans la mesure où, en général, la température de condensation est supérieure à la température ambiante, on obtient :

$$\theta_{sc} > 0 \text{ or } Q_{sc} < 0 \implies \theta_{sc} Q_{sc} < 0$$

Le terme $\theta_{sc} Q_{sc}$ étant négatif, c'est de l'exergie utile. En fait, ce terme représente le travail mécanique que l'on pourrait extraire si l'on faisait fonctionner un cycle de Carnot à partir de la chaleur dégagée au condenseur. On réalise que la prise en considération de ce terme

ne présente, en général, aucun intérêt puisque dans la pratique personne n'envisage d'utiliser la chaleur rejetée au condenseur pour produire du travail mécanique. Néanmoins, il existe des cas dans lesquels il faut distinguer la température de condensation et la température ambiante, par exemple le cas où l'on récupère la chaleur de condensation, par exemple pour le chauffage des locaux. Dans ce cas, il faut effectuer le calcul rigoureux.

■ Cycle inverse de pompe à chaleur à compression de vapeur

Les équations sont les mêmes mais maintenant c'est la chaleur à la source chaude qui est utile et c'est l'exergie à la source froide qui est « gratuite ». Nous allons donc supposer que la température de référence est maintenant égale à la température de la source froide et le bilan exergétique peut s'écrire directement :

$$\theta_{sc} Q_{sc} + W - Ex_d = 0 \quad (1.40)$$

L'équation (1.40) est rigoureusement identique à l'équation (1.38) mais l'exergie utile est maintenant celle correspondant à la chaleur et l'exergie à payer est le travail, si bien que le rendement exergétique devient :

$$\eta_{ex} = \frac{|\text{exergie utile}|}{\text{exergie à payer}} = \frac{|\theta_{sc} Q_{sc}|}{W} \quad (1.41)$$

Cette fois encore l'exergie utile est négative, mais pour des raisons différentes, puisque maintenant $\theta_{sc} = 1 - \frac{T_0}{T_{sc}} = 1 - \frac{T_{sf}}{T_{sc}} > 0$ alors que $Q_{sc} < 0$ mais le produit est toujours négatif alors que l'exergie à payer est toujours positive. Par ailleurs, d'après la définition du coefficient d'amplification, $COA = \frac{|Q_{sc}|}{W}$, le rendement exergétique s'écrit donc :

$$\begin{aligned} \eta_{ex} &= \frac{|\theta_{sc} Q_{sc}|}{W} = |\theta_{sc} COA| \\ &= \left(1 - \frac{T_{sf}}{T_{sc}}\right) COA = \frac{COA}{COA_c} \end{aligned} \quad (1.42)$$

Le rendement exergétique est maintenant égal au rapport du COA au COA de Carnot.

■ Cycle à compression de vapeur à deux températures d'évaporation

La démarche est la même. Dans ce cas, l'exergie utile est l'exergie correspondant à la production du froid mais maintenant, il y a deux contributions, l'exergie à payer est le travail de compression et finalement l'exergie correspondant à la source chaude est une exergie inutile. Comme précédemment et dans la mesure où l'exergie de la source chaude n'est pas utilisée, on prend comme température de référence la température de source chaude, si bien que le bilan exergétique s'écrit :

$$\theta_{sf}^1 Q_{sf}^1 + \theta_{sf}^2 Q_{sf}^2 + W - Ex_d = 0 \quad (1.43)$$

Le rendement exergétique devient :

$$\eta_{ex} = \frac{|\theta_{sf}^1 Q_{sf}^1 + \theta_{sf}^2 Q_{sf}^2|}{W} \quad (1.44)$$

Notons que, dans ce cas, il n'existe pas d'expression simple pour le COP de Carnot, on ne peut donc pas comparer le rendement exergétique au rendement thermodynamique.

■ Production du froid à l'aide d'un cycle tritherme

Cela concerne les machines à absorption et plus généralement les machines à sorption. Dans ce cas, il existe trois sources de chaleur. Une source de chaleur à haute température T_{sc} , qui fournit l'énergie motrice (ce sera l'exergie à payer) ; une source de chaleur à basse température T_{sf} , qui produit le froid utile (ce sera l'exergie utile) et enfin une source de chaleur à température intermédiaire T_{int} , où est

rejetée la chaleur inutile. C'est cette dernière température que l'on prendra comme référence pour le calcul de l'exergie. Rappelons que dans un tel cycle, il n'y a pas d'énergie mécanique mise en jeu (à l'exception de l'énergie mécanique de la pompe de la solution liquide qui est négligeable). Le bilan exergetique peut donc s'écrire directement :

$$\theta_{sf} Q_{sf} + \theta_{sc} Q_{sc} - Ex_d = 0 \quad (1.45)$$

Le rendement exergetique devient :

$$\eta_{ex} = \frac{|\theta_{sf} Q_{sf}|}{\theta_{sc} Q_{sc}} \quad (1.46)$$

Cette fois encore l'exergie utile est négative, puisque $T_{sc} > T_{int} > T_{sf}$. Dans ces conditions, $\theta_{sf} = 1 - \frac{T_0}{T_{sf}} = 1 - \frac{T_{int}}{T_{sf}} < 0$ et comme $Q_{sf} > 0$, $\theta_{sf} Q_{sf} < 0$ alors que l'exergie à payer est toujours positive puisque $\theta_{sc} = 1 - \frac{T_0}{T_{sc}} = 1 - \frac{T_{int}}{T_{sc}} > 0$ et que $Q_{sc} > 0$ donc le produit est positif. Par ailleurs, d'après la définition du COP d'un système tritherme : $\frac{|Q_{sf}|}{Q_{sc}} = \text{COP}$, le rendement exergetique s'écrit donc :

$$\eta_{ex} = \frac{|\theta_{sf} Q_{sf}|}{\theta_{sc} Q_{sc}} = \left| \frac{\theta_{sf}}{\theta_{sc}} \text{COP} \right| = \frac{\left| 1 - \frac{T_{int}}{T_{sf}} \right|}{1 - \frac{T_{int}}{T_{sc}}} \text{COP} = \frac{\text{COP}}{\text{COP}_c} \quad (1.47)$$

■ Pompe à chaleur avec un cycle tritherme

Comme dans le cas précédent, on a à nouveau les trois niveaux de température et absence d'énergie mécanique mais maintenant, c'est la chaleur rejetée à la température intermédiaire qui est utile et la chaleur prélevée à basse température qui est « gratuite ». Comme tempéra-

ture de référence, on prend donc maintenant T_{sf} et le nouveau bilan exergetique s'écrit :

$$\theta_{int} Q_{int} + \theta_{sc} Q_{sc} - Ex_d = 0 \quad (1.48)$$

Le rendement exergetique devient :

$$\eta_{ex} = \frac{|\theta_{int} Q_{int}|}{\theta_{sc} Q_{sc}} \quad (1.49)$$

Cette fois encore l'exergie utile est négative, mais pour des raisons différentes, en effet, on a toujours $T_{sc} > T_{int} > T_{sf}$. Maintenant, $\theta_{int} = 1 - \frac{T_0}{T_{int}} = 1 - \frac{T_{sf}}{T_{int}} > 0$ mais $Q_{int} < 0$ donc $\theta_{int} Q_{int} < 0$, alors que l'exergie à payer reste positive puisque $\theta_{sc} = 1 - \frac{T_0}{T_{sc}} = 1 - \frac{T_{sf}}{T_{sc}} > 0$ et que $Q_{sc} > 0$ donc le produit est positif. Par ailleurs, d'après la définition du COA d'un système tritherme, $\frac{|Q_{int}|}{Q_{sc}} = \text{COA}$, le rendement exergetique s'écrit donc :

$$\eta_{ex} = \frac{|\theta_{int} Q_{int}|}{\theta_{sc} Q_{sc}} = \left| \frac{\theta_{int}}{\theta_{sc}} \text{COA} \right| = \frac{\left| 1 - \frac{T_{sf}}{T_{int}} \right|}{1 - \frac{T_{sf}}{T_{sc}}} \text{COA} = \frac{\text{COA}}{\text{COA}_c} \quad (1.50)$$

■ Cogénération

Avant d'introduire le rendement exergetique de la trigénération, il nous faut introduire la cogénération. La cogénération est un cas particulièrement intéressant d'application de l'exergie. L'énergie motrice (à payer) est la chaleur à haute température et l'énergie utile se décompose d'une part en énergie noble (énergie mécanique ou éventuellement électrique) et d'autre part en chaleur utile. Par ailleurs il y a des rejets thermiques, ces rejets thermiques peuvent s'effectuer à deux températures

puisque généralement, il y a les rejets dans les fumées de la combustion et d'autre part, il y a les rejets dans le système de refroidissement du système thermodynamique qui produit l'énergie mécanique. Nous continuerons à appeler T_{sc} la température de la source chaude et T_{sf} la température de la source froide où s'effectuent les rejets thermiques, et nous appellerons T_{int} la température intermédiaire de la chaleur utile. C'est la température T_{sf} où s'effectuent les rejets thermiques qui sera prise comme température de référence dans les calculs des facteurs de Carnot. Les températures se rangent bien entendu dans l'ordre logique suivant : $T_{sc} > T_{int} > T_{sf}$.

Rappelons que le rendement global d'une cogénération est défini comme le rapport entre l'énergie utile et l'énergie à payer :

$$r_g = \frac{|\text{énergie utile}|}{\text{énergie à payer}} = \frac{|W + Q_{int}|}{Q_{sc}} \quad (1.51)$$

Le rendement précédent est intéressant mais il ne rend pas compte de la différence importante entre deux systèmes ayant le même rendement mais avec des ratios entre énergie mécanique et chaleur très éloignés. Par exemple deux systèmes conduisant à des rendements globaux de 70 % seront très dissemblables si le premier produit 15 % d'électricité et 55 % de chaleur et si le second produit 40 % d'électricité et 30 % de chaleur (les 100 % correspondent à l'énergie à payer). Le rendement exergétique sera capable de rendre compte de cette différence comme nous allons le voir maintenant.

Le bilan exergétique s'écrit :

$$\theta_{int} Q_{int} + \theta_{sc} Q_{sc} + W - Ex_d = 0 \quad (1.52)$$

Le rendement exergétique devient :

$$\eta_{ex} = \frac{|W| + |\theta_{int} Q_{int}|}{\theta_{sc} Q_{sc}} \quad (1.53)$$

Cette fois encore l'exergie utile constituée de deux composantes est négative : W est négatif et

$\theta_{int} Q_{int} < 0$ puisque $\theta_{int} = 1 - \frac{T_0}{T_{int}} = 1 - \frac{T_{sf}}{T_{int}}$

> 0 mais $Q_{int} < 0$. En revanche, l'exergie à payer reste positive puisque $\theta_{sc} = 1 - \frac{T_0}{T_{sc}} = 1 - \frac{T_{sf}}{T_{sc}} > 0$ et que $Q_{sc} > 0$ donc le produit est positif.

Ainsi, prenant $\theta_{sc} = 0,75$ et $\theta_{int} = 0,25$ pour les deux systèmes cités plus haut avec le même rendement global de 70 %, le système produisant 15 % d'électricité aura un rendement exergétique de 0,38 seulement alors que celui produisant 40 % d'électricité aura un rendement exergétique de 0,63. L'exergie permet bien de différencier les deux systèmes ce que ne permet pas le rendement global.

■ Trigénération

La trigénération est un cas particulier de cogénération. C'est le cas où l'on produit de l'énergie noble (mécanique ou électrique), du froid et de la chaleur utile. Nous ne précisons pas ici les procédés susceptibles de conduire à la trigénération. Comme précédemment, l'énergie motrice (à payer) est la chaleur à haute température mais l'énergie utile se décompose maintenant en trois parties : d'une part en énergie noble (énergie mécanique ou éventuellement électrique), d'autre part en chaleur utile à température intermédiaire et enfin en froid à basse température. Par ailleurs il y a toujours des rejets thermiques, ces rejets thermiques peuvent encore s'effectuer à deux températures puisque généralement, il y a les rejets dans les fumées de la combustion et d'autre part, il y a les rejets dans le système de refroidissement du système thermodynamique qui produit l'énergie mécanique. Nous continuerons à appeler T_{sc} la température de la source chaude et T_{int} la température intermédiaire de la chaleur utile mais maintenant nous appellerons T_{sf} la température de la source froide où a lieu la production du froid et nous appellerons T_{rej} la température où s'effectuent les rejets thermiques. C'est cette température T_{rej} qui sera prise comme température de référence dans les calculs des facteurs de Carnot. Les températures se rangent bien entendu dans l'ordre logique suivant : $T_{sc} > T_{int} > T_{rej} > T_{sf}$.

Le bilan exergétique s'écrit :

$$\theta_{\text{int}} Q_{\text{int}} + \theta_{\text{sc}} Q_{\text{sc}} + \theta_{\text{sf}} Q_{\text{sf}} + W - Ex_d = 0 \quad (1.54)$$

Le rendement exergétique devient :

$$\eta_{\text{ex}} = \frac{|W| + |\theta_{\text{sf}} Q_{\text{sf}}| + |\theta_{\text{int}} Q_{\text{int}}|}{\theta_{\text{sc}} Q_{\text{sc}}} \quad (1.55)$$

Cette fois l'exergie utile est constituée de trois composantes qui sont toutes les trois négatives : W est négatif et $\theta_{\text{int}} Q_{\text{int}} < 0$ puisque

$$\theta_{\text{int}} = 1 - \frac{T_0}{T_{\text{int}}} = 1 - \frac{T_{\text{rej}}}{T_{\text{int}}} > 0 \quad \text{mais} \quad Q_{\text{int}} < 0,$$

$$\text{enfin} \quad \theta_{\text{sf}} Q_{\text{sf}} < 0 \quad \text{puisque} \quad \theta_{\text{sf}} = 1 - \frac{T_0}{T_{\text{int}}} =$$

$$1 - \frac{T_{\text{rej}}}{T_{\text{sf}}} < 0 \quad \text{mais} \quad Q_{\text{sf}} > 0. \text{ En revanche, l'exergie à payer reste positive puisque}$$

$$\theta_{\text{sc}} = 1 - \frac{T_0}{T_{\text{sc}}} = 1 - \frac{T_{\text{rej}}}{T_{\text{sc}}} > 0 \quad \text{et que} \quad Q_{\text{sc}} > 0$$

donc le produit est positif.

La définition du rendement global introduite pour la cogénération s'applique également pour une trigénération :

$$r_g = \frac{|\text{énergie utile}|}{\text{énergie à payer}} = \frac{|W| + |Q_{\text{int}}| + |Q_{\text{sf}}|}{Q_{\text{sc}}} \quad (1.56)$$

Attention à deux points :

- le terme rendement est abusif dans ce cas car il peut être supérieur à 1 comme nous le verrons plus tard,
- dans l'énergie utile, on a trois composantes, dont deux (l'énergie mécanique et la chaleur) sont négatives alors que la troisième (la production de froid) est positive, il ne faut donc pas oublier les valeurs absolues individuelles dans l'équation (1.56).

Comme dans le cas de la cogénération, le rendement exergétique permet de différencier qualitativement des systèmes qui auraient éventuellement le même rendement global.

1.3 Échanges thermiques

La conception d'un système frigorifique requiert l'utilisation d'échangeurs thermiques. Il est donc indispensable de présenter quelques bases de thermique permettant de concevoir et dimensionner des échangeurs, notamment en présence d'un changement de phase.

Le choix d'une technologie d'échangeur se fait en fonction de critères liés d'une part à l'utilisation visée (batteries à air ou échangeurs liquide par exemple) et d'autre part au type de fabrication (échangeurs tubulaires ou à plaques).

Le type d'échangeur étant choisi, la phase de dimensionnement peut être menée. Une attention particulière doit être portée sur un nombre important de paramètres pour obtenir le meilleur dessin possible et réaliser l'échangeur qui répond au cahier des charges tout en restant le moins coûteux ou le moins encombrant possible. L'analyse de tous ces facteurs n'est pas l'objet de ce chapitre mais il est essentiel de garder en mémoire que le dimensionnement d'un échangeur n'est pas seulement un simple problème de calcul thermique. On doit également tenir compte de différentes considérations telles que :

- la tenue mécanique à la pression et aux vibrations ;
- le comportement des matériaux avec les fluides et les huiles frigorigènes ;
- la présence de lubrifiant ;
- la nettoyabilité des surfaces d'échange lorsque le fluide secondaire est encrassant ;
- la faisabilité technique ;
- et, bien entendu, le coût.

Il est important de noter que, d'un simple point de vue thermique, le dimensionnement d'un échangeur de chaleur n'est en aucun cas une tâche simple et cela est d'autant plus vrai pour les échangeurs à changement de phase comme les évaporateurs et les condenseurs car, dans ces échangeurs, les paramètres opératoires (titre de vapeur, température de saturation, densité de flux thermique, etc.) évoluent constamment entre l'entrée et la sortie des appareils. La prise en compte rigoureuse de

A

PRODUCTION DU FROID

ces évolutions nécessite l'utilisation de corrélations globales et locales ainsi que l'utilisation de moyens de calculs complexes. Dans ce chapitre, il n'est pas question de présenter ces méthodes complètes de simulation et de dimensionnement des échangeurs. Le plus souvent, le frigoriste n'a pas à concevoir ces échangeurs, il doit seulement les sélectionner. Néanmoins, il est important qu'il connaisse les méthodes élémentaires de dimensionnement des échangeurs de chaleur et qu'il soit, de plus, capable de quantifier l'impact du choix du fluide frigorigène.

1.3.1 Écart de température logarithmique

Deux types d'approches sont envisageables pour la caractérisation thermique d'un échangeur :

- la détermination de la puissance thermique échangée et des températures de sortie des fluides à partir des températures d'entrée et de la surface d'échange. Cette démarche correspond à la simulation du fonctionnement, après sélection, d'un échangeur existant et notamment au calcul du point de fonctionnement, en régime nominal, d'une installation frigorifique après la sélection de tous les composants ;
- la détermination de la surface d'échange S connaissant la puissance à échanger et les températures d'entrée et de sortie des deux fluides. Cette démarche correspond au dimensionnement d'un équipement. Elle utilise la méthode classique de l'écart de température logarithmique que nous allons rappeler en insistant sur les hypothèses sur lesquelles cette méthode repose.

La valeur locale de la puissance thermique élémentaire $\delta\dot{Q}$ échangée au travers d'un élément de surface dS est donnée par la relation :

$$\delta\dot{Q} = H(T_1 - T_2)dS$$

où H est le coefficient d'échange global et T_1 et T_2 sont les températures des deux fluides de part et d'autre de la paroi.

Pour une surface d'échange donnée, S_0 , la puissance échangée s'obtient en intégrant la

relation précédente :

$$\dot{Q} = \int_0^{S_0} H(T_1 - T_2)dS$$

L'intégration ne peut s'effectuer que pas à pas dans la mesure où la différence de température varie. Néanmoins, l'intégration s'effectue simplement si :

- on définit une différence de température caractéristique moyenne ;
- on suppose que le coefficient H est constant le long de l'échangeur.

Pour définir cette différence de température caractéristique moyenne, considérons un échangeur en régime permanent, dans lequel deux fluides 1 et 2 échangent de la chaleur. Sur la figure 1.6, on considère le cas d'un échangeur à contre-courant mais le raisonnement vaudrait pour le co-courant.

On s'intéresse à un élément de surface dS , sur lequel la température des deux fluides varie (dT_1 et dT_2). Si les deux fluides ne subissent pas de changement de phase, et en négligeant les pertes de charge, la puissance échangée s'écrit :

$$\begin{aligned} d\dot{Q} &= -\dot{m}_2 c_{p2} dT_2 \\ &= +\dot{m}_1 c_{p1} dT_1 = H dS (T_2 - T_1) \end{aligned}$$

où c_{p1} et c_{p2} sont les capacités thermiques massiques des deux fluides, T_1 et T_2 les températures locales des deux fluides de part et d'autre de l'élément de surface dS , et où H représente

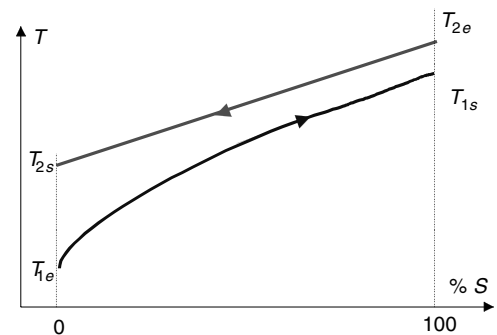


Figure 1.6 – Profils de températures dans un échangeur à contre-courant.

le coefficient d'échange thermique, supposé constant, de la surface d'échange S .

Avec $dT_2 = -\frac{d\dot{Q}}{\dot{m}_2 c_{p2}}$ et $dT_1 = \frac{d\dot{Q}}{\dot{m}_1 c_{p1}}$, on peut écrire :

$$\begin{aligned} d(T_2 - T_1) &= dT_2 - dT_1 \\ &= -d\dot{Q} \left(\frac{1}{\dot{m}_1 c_{p1}} + \frac{1}{\dot{m}_2 c_{p2}} \right) \end{aligned}$$

soit :

$$\begin{aligned} d(T_2 - T_1) &= -H dS (T_2 - T_1) \\ &\left(\frac{1}{\dot{m}_1 c_{p1}} + \frac{1}{\dot{m}_2 c_{p2}} \right) \end{aligned}$$

Le coefficient H étant constant tout le long de l'échangeur, on peut intégrer la relation précédente sur toute la longueur de l'échangeur entre l'entrée (température T_{2e}) et la sortie (température T_{2s}) du fluide 2 :

$$\begin{aligned} \int_{T_{2s}-T_{1e}}^{T_{2e}-T_{1s}} \frac{d(T_2 - T_1)}{T_2 - T_1} \\ = -H \int_0^S \left(\frac{1}{\dot{m}_1 c_{p1}} + \frac{1}{\dot{m}_2 c_{p2}} \right) dS \end{aligned}$$

Si $\dot{m}_1 c_{p1}$ et $\dot{m}_2 c_{p2}$ sont des constantes, l'intégration donne simplement :

$$\text{Ln} \frac{T_{2s} - T_{1e}}{T_{2e} - T_{1s}} = HS \left(\frac{1}{\dot{m}_1 c_{p1}} + \frac{1}{\dot{m}_2 c_{p2}} \right)$$

En écrivant $\frac{1}{\dot{m}_1 c_{p1}} = \frac{T_{1e} - T_{1s}}{\dot{Q}}$ et $\frac{1}{\dot{m}_2 c_{p2}} = \frac{T_{2s} - T_{2e}}{\dot{Q}}$, on obtient finalement :

$$\text{Ln} \frac{T_{2s} - T_{1e}}{T_{2e} - T_{1s}} = -\frac{HS}{\dot{Q}} (T_{1s} - T_{1e} - T_{2e} + T_{2s})$$

soit :

$$\begin{aligned} \dot{Q} &= HS \frac{(T_{2s} - T_{1e}) - (T_{2e} - T_{1s})}{\text{Ln} \frac{T_{2s} - T_{1e}}{T_{2e} - T_{1s}}} \\ &= HS \, DTLM \end{aligned}$$

$DTLM = \frac{(T_{2s} - T_{1e}) - (T_{2e} - T_{1s})}{\text{Ln} \frac{T_{2s} - T_{1e}}{T_{2e} - T_{1s}}}$ est la différence moyenne de température logarithmique, et apparaît comme une mesure d'un écart de température entre les deux fluides.

La relation précédente est généralisable aux cas des évaporateurs et des condenseurs. Ainsi, pour un fluide frigorigène s'évaporant à la température T_0 et ne subissant pas de pertes de charge, le fluide secondaire étant refroidi de T_e à T_s , on trouve :

$$\dot{Q} = \frac{HS(T_s - T_e)}{\text{Ln} \frac{T_s - T_0}{T_e - T_0}}$$

avec :

$$DTLM = \frac{T_s - T_e}{\text{Ln} \frac{T_s - T_0}{T_e - T_0}}$$

Il est important de ne pas oublier que ce calcul repose sur un certain nombre d'hypothèses :

- coefficient d'échange H constant,
- débit (plus exactement $\dot{m} c_p$) des fluides constants.

Dans le cas où le coefficient d'échange varie dans l'échangeur, on peut éventuellement définir plusieurs zones en supposant que le coefficient d'échange est constant dans chacune des zones.

Dans le cas où l'échangeur n'est pas un échangeur simple à co- ou contre-courant, on introduit un facteur correctif F donné dans des abaques dans des ouvrages de thermique et on obtient maintenant :

$$\dot{Q} = FHS \cdot DTLM$$

où $DTLM$ est calculé en considérant le cas d'une circulation des fluides en co-courant. Pour pouvoir utiliser cette relation, il est indispensable de connaître le coefficient global d'échange H . Or ce coefficient est déterminé à partir des coefficients d'échange relatifs au transfert thermique par convection entre la paroi et chacun des fluides circulant dans l'échangeur : fluide frigorigène d'une part et fluide secondaire d'autre part.

En ce qui concerne les fluides secondaires, le coefficient de transfert est calculé à partir de corrélations classiques d'échange convectif en simple phase. Ces corrélations généralement bien connues sont spécifiques pour chacune des géométries rencontrées : plaques, tubes lisses ou améliorés, ailettes lisses ou améliorées. En ce qui concerne le fluide frigorigène, le coefficient de transfert thermique et les pertes de pression sont aussi calculés à partir de corrélations spécifiques à la géométrie et à la nature du fluide (monophasique, évaporation, condensation). Il est clair que ce coefficient de transfert et les pertes de pression sont directement affectés par le choix du fluide frigorigène. Ce point sera abordé ultérieurement dans ce document.

1.3.2 Coefficient d'échange global

Le coefficient global H (défini par rapport à la surface d'échange interne – notée avec un indice i – pour les échangeurs tubulaires) est déterminé alors par la relation suivante, dans laquelle interviennent la résistance de paroi R_{paroi} , le rapport des surfaces d'échange interne et externe et les coefficients de transfert interne (h_i) et externe (h_e) :

$$\begin{aligned}\frac{1}{H} &= \frac{1}{h_e(S_e/S_i)} + \frac{1}{h_i} + R_{\text{paroi}} \\ &= \frac{1}{h_e^*} + \frac{1}{h_i} + R_{\text{paroi}}\end{aligned}$$

Cette expression prend différentes formes suivant le type d'échangeur considéré.

– Pour un échangeur tubulaire (de diamètre externe d_e et interne d_i) :

$$\frac{1}{H} = \frac{1}{h_e(d_e/d_i)} + \frac{1}{h_i} + \frac{d_i}{2\lambda_p} \text{Ln} \frac{d_e}{d_i}$$

Si la surface interne est lisse, λ_p est la conductivité thermique du tube.

– Pour un échangeur à plaques (d'épaisseur e) :

$$\frac{1}{H} = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_2} + \frac{e}{2\lambda_p}$$

– Pour une batterie à ailettes (comportant un rapport de surface ailetée sur la surface interne des tubes à ailettes, A_{aillette} , et caractérisée par une efficacité d'aillette η) :

$$\frac{1}{H} = \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e \frac{S_e}{S_i} (\eta A_{\text{aillette}} + 1)} + \frac{d_i}{2\lambda_p} \text{Ln} \frac{d_e}{d_i}$$

Si la surface interne est lisse, $\frac{S_e}{S_i} = \frac{d_e}{d_i}$. Si l'on préfère utiliser le HS , on obtient :

$$\underbrace{\frac{1}{HS_i}}_{\text{résistance globale}} = \underbrace{\frac{1}{h_i S_i}}_{\text{résistance interne}} + \underbrace{\frac{1}{h_e \frac{S_e}{S_i} (\eta A_{\text{aillette}} + S_i)}}_{\text{résistance côté ailettes}} + \underbrace{\frac{d_i}{2\lambda_p S_i} \text{Ln} \frac{d_e}{d_i}}_{\text{résistance paroi tube}}$$

Les valeurs des coefficients d'échange sont obtenues à partir de corrélations. Nous allons, à titre indicatif, donner quelques fourchettes de valeurs de ces coefficients dans les cas qui concernent la production du froid :

$$h_i \begin{cases} \text{ébullition} : 3\,000 - 10\,000 \text{ W.m}^{-2}\text{K}^{-1} \\ \text{condensation} : 900 - 5\,000 \text{ W.m}^{-2}\text{K}^{-1} \\ \text{liquide sous-refroidi} : 100 - 1\,000 \text{ W.m}^{-2}\text{K}^{-1} \\ \text{vapeur surchauffée} : 10 - 100 \text{ W.m}^{-2}\text{K}^{-1} \end{cases}$$

$$h_e \begin{cases} \text{air} : 10 - 30 \text{ W.m}^{-2}\text{K}^{-1} \\ \text{eau} : 10 - 100 \text{ W.m}^{-2}\text{K}^{-1} \end{cases}$$

Dans le cas du coefficient d'échange côté air, il faut être excessivement vigilant car la valeur de ce coefficient dépend fortement de l'humidité de l'air et de la présence ou pas de condensation. C'est ainsi que pour une batterie d'évaporateur, le coefficient h_e , côté air, peut être multiplié par 2 ou 3 s'il y a condensation mais il peut aussi bien être fortement réduit si le film de condensat liquide est mal évacué. Les constructeurs d'échangeurs déploient des efforts importants de R&D pour maîtriser ces effets complexes.

Exemple

À titre d'exemple de calcul, nous allons considérer le coefficient d'échange global d'un tube aileté d'un

échangeur à air (dans la zone d'ébullition mais également dans la zone de sous-refroidissement du liquide et dans la zone de surchauffe afin de montrer les effets limitants). Nous supposons que le tube, lisse à l'intérieur, a un diamètre intérieur de 6 mm et une épaisseur de tube de 1 mm soit un diamètre extérieur de 8 mm. Nous supposons que le rapport $\frac{S_{\text{ailette}}}{S_i} = 10$, que les coefficients d'échange sont $h_e = 20 \text{ W.m}^{-2}\text{K}^{-1}$ et $h_i = 5000 \text{ W.m}^{-2}\text{K}^{-1}$ (dans la zone d'ébullition) et que la conductivité du tube de cuivre est de $\lambda_p = 398 \text{ W.m}^{-1}\text{K}^{-1}$. On obtient :

$$\underbrace{\frac{1}{H}}_{\text{résistance globale}} = \underbrace{\frac{1}{h_i}}_{\text{résistance interne}} + \underbrace{\frac{1}{h_e \frac{S_e}{S_i} \left(\eta \frac{S_{\text{ailette}}}{S_i} + 1 \right)}}_{\text{résistance côté ailettes}} + \underbrace{\frac{d_i}{2\lambda_p} \frac{\text{Ln } d_e}{d_i}}_{\text{résistance paroi tube}}$$

$$= \left[\underbrace{\frac{1}{5000}}_{(2 \times 10^{-4})} + \underbrace{\frac{1}{20 \times \frac{8}{6} (0,8 \times 10 + 1)}}_{0,0042} + \underbrace{\frac{6 \times 10^{-3}}{2 \times 398} \frac{\text{Ln } 8}{6}}_{2 \times 10^{-6}} \right]$$

$$= 0,0044 \text{ m}^2 \text{K.W}^{-1}$$

On constate que la résistance au travers du tube de cuivre est négligeable et que la résistance interne est faible, c'est la résistance externe qui domine très largement et on obtient pour le coefficient H ramené à la surface interne :

$$H = \frac{1}{0,0044} = 227 \text{ W.m}^{-2}\text{K}^{-1}$$

Si l'on ramène ce coefficient à la surface externe, on tient compte du fait que la surface totale externe S_{ext} donnée par :

$$S = S_{\text{ailettes}} + S_e = 10S_i + 8/6S_i = 11,33S_i$$

Ce qui donne :

$$HS_i = H_{\text{ext}}S \implies H_{\text{ext}} = 227 \frac{S_i}{S} = 227 \frac{1}{11,33}$$

$$H_{\text{ext}} = 20,03 \text{ W.m}^{-2}\text{K}^{-1}$$

Le coefficient global d'échange ramené à la surface totale externe est très proche du coefficient d'échange sur l'air.

Si, maintenant, on se place dans la zone du sous-refroidissement du liquide et que l'on suppose que

$h_i = 1000 \text{ W.m}^{-2}\text{K}^{-1}$, le même calcul conduit à :

$$\frac{1}{H} = \left[\underbrace{\frac{1}{1000}}_{(0,001)} + \underbrace{\frac{1}{20 \times \frac{8}{6} (0,8 \times 10 + 1)}}_{0,0042} + \underbrace{\frac{6 \times 10^{-3}}{2 \times 398} \frac{\text{Ln } 8}{6}}_{2 \times 10^{-6}} \right]$$

$$= 0,0052 \text{ m}^2 \text{K.W}^{-1}$$

Dans ce cas, la résistance interne n'est plus négligeable et on obtient :

$$H = \frac{1}{0,0052} = 192 \text{ W.m}^{-2}\text{K}^{-1}$$

et $H_{\text{ext}} = 192 \frac{1}{11,33} = 17 \text{ W.m}^{-2}\text{K}^{-1}$

Le coefficient global d'échange est inférieur au coefficient externe d'échange.

Si, maintenant, on se place dans la zone de surchauffe de la vapeur et que l'on suppose que $h_i = 100 \text{ W.m}^{-2}\text{K}^{-1}$, le même calcul conduit à :

$$\frac{1}{H} = \left[\underbrace{\frac{1}{100}}_{(0,01)} + \underbrace{\frac{1}{20 \times \frac{8}{6} (0,8 \times 10 + 1)}}_{0,0042} + \underbrace{\frac{6 \times 10^{-3}}{2 \times 398} \frac{\text{Ln } 8}{6}}_{2 \times 10^{-6}} \right]$$

$$= 0,0142 \text{ m}^2 \text{K.W}^{-1}$$

La résistance interne devient limitante et on obtient :

$$H = \frac{1}{0,0142} = 70 \text{ W.m}^{-2}\text{K}^{-1}$$

et $H_{\text{ext}} = 70 \frac{1}{11,33} = 6,2 \text{ W.m}^{-2}\text{K}^{-1}$

Le coefficient global d'échange est nettement inférieur au coefficient externe d'échange.

Si le rapport $\frac{S_{\text{ailette}}}{S_i}$ est différent, par exemple

$\frac{S_{\text{ailette}}}{S_i} = 30$, l'effet limitant peut éventuellement être modifié. Dans le premier cas ($h_i = 5000 \text{ W.m}^{-2}\text{K}^{-1}$), on obtient :

$$\frac{1}{H} = \left[\underbrace{\frac{1}{5000}}_{(2 \times 10^{-4})} + \underbrace{\frac{1}{20 \times \frac{8}{6}(0,8 \times 30 + 1)}}_{0,0015} + \underbrace{\frac{6 \times 10^{-3} \ln \frac{8}{6}}{2 \times 398}}_{2 \times 10^{-6}} \right]$$

$$= 0,0017 \text{ m}^2 \text{ K.W}^{-1}$$

La résistance externe domine toujours largement mais moins fortement que lorsque $\frac{S_{\text{aillette}}}{S_i} = 10$, ce qui donne pour le coefficient H ramené à la surface interne : $H = \frac{1}{0,0017} = 588 \text{ W.m}^{-2}\text{K}^{-1}$ mais la surface totale extérieure est maintenant égale à $31,33 S_i$ ce qui conduit à :

$$H_{\text{ext}} = 588 \frac{1}{31,33} = 18,8 \text{ W.m}^{-2}\text{K}^{-1}$$

Dans le cas où $h_i = 1000 \text{ W.m}^{-2}\text{K}^{-1}$:

$$\frac{1}{H} = \left[\underbrace{\frac{1}{1000}}_{(0,001)} + \underbrace{\frac{1}{20 \times \frac{8}{6}(0,8 \times 30 + 1)}}_{0,0015} + \underbrace{\frac{6 \times 10^{-3} \ln \frac{8}{6}}{2 \times 398}}_{2 \times 10^{-6}} \right]$$

$$= 0,0025 \text{ m}^2 \text{ K.W}^{-1}$$

La résistance interne et la résistance externe sont maintenant du même ordre de grandeur et on obtient :

$$H = \frac{1}{0,0025} = 400 \text{ W.m}^{-2}\text{K}^{-1}$$

avec la surface totale extérieure égale à $31,33 S_i$, ce qui donne :

$$H_{\text{ext}} = 400 \frac{1}{31,33} = 12,8 \text{ W.m}^{-2}\text{K}^{-1}$$

D'après les exemples présentés plus haut, on note que pour cette batterie ailetée, la résistance extérieure est toujours limitante sauf dans le cas de la vapeur surchauffée. De plus, l'effet limitant de la surface extérieure est d'autant plus fort que la surface d'ailettes est faible.

Le déroulement du calcul de dimensionnement d'un échangeur (évaluation de la surface d'échange) peut être schématiquement le suivant :

Détermination de la différence de température moyenne caractéristique à partir des températures entrée/sortie



Calcul du DTLM, du coefficient d'échange global H et du coefficient correctif F



Calcul de la puissance échangée :
 $\dot{Q} = \dot{m}_1 c_{p1} (T_{e1} - T_{s1}) = \pm \dot{m}_2 c_{p2} (T_{s2} - T_{e2})$



Recherche de la surface :

$$S = \frac{\dot{Q}}{F.H.DTLM}$$

1.3.3 Évolution des températures dans un évaporateur et un condenseur

Pour simplifier l'approche, nous considérons un échangeur coaxial dans lequel les fluides circulent à contre-courant.

À l'intérieur de l'évaporateur :

- le *fluide frigoporteur* est refroidi essentiellement dans la zone de changement de phase du fluide frigorigène, alors que dans la zone de surchauffe de vapeur, le profil de température du fluide frigoporteur est quasiment plat ;
- le *fluide frigorigène* pénètre généralement avec un titre massique de vapeur compris entre 15 et 30 % dans le cas d'un évaporateur à détente directe. La surface d'échange est essentiellement utilisée pour vaporiser la phase liquide : pour les fluides purs (R-22, R-134a...) ou les mélanges azéotropes (R-404A, R-410A), l'évaporation est réalisée, si les pertes de pression sont négligeables, à température constante jusqu'à l'obtention d'un titre de vapeur proche de l'unité. Pour le mélange R-407C qui constitue un mélange zéotrope, la

- vaporisation se réalise à température croissante pour des pertes de pression négligeables. En effet, pour ce fluide, la vaporisation débute à une température légèrement supérieure à la température de bulle et se termine à la température de rosée ;
- dans la zone dite de surchauffe qui suit la zone d'évaporation (pour les évaporateurs à détente directe), l'écoulement est constitué essentiellement d'un débit de vapeur ainsi que d'un film liquide très riche en huile de lubrification : l'échange thermique qui intervient dans cette zone permet l'élévation de température de la vapeur jusqu'à une valeur de consigne régulée par le dispositif de détente de la machine frigorifique, mais également la vaporisation d'une partie du fluide frigorigène dissout dans le film liquide ;
 - les *chutes de pression* jouent un rôle essentiel dans les performances de l'évaporateur : en effet, les pertes de pression dans la zone d'évaporation se traduisent, pour les fluides et mélanges azéotropes, par une diminution de la température de saturation en sortie d'évaporateur. Ceci peut paraître paradoxal : le fluide frigorigène en contact thermique avec un fluide plus chaud voit néanmoins sa température s'abaisser à cause des pertes de pression dans l'évaporateur. Pour un mélange zéotrope, tel que le R-407C, les pertes de pression impliquent une limitation de l'accroissement de température voire, dans certaines conditions, à une température constante du fluide frigorigène lorsque la réduction de température compense exactement l'effet du « glide ». Dans tous les cas, cette variation de température associée aux chutes de pression implique, pour une puissance thermique échangée et une *pression d'aspiration constante*, une modification de l'écart moyen logarithmique de température et donc, de la surface d'échange à installer.

À l'intérieur du condenseur :

- le *fluide de refroidissement* est chauffé essentiellement dans la zone correspondant à la condensation du fluide frigorigène ainsi que dans la zone de désurchauffe de la vapeur,

alors que la zone de sous-refroidissement du condensat représente une faible fraction de la surface d'échange ;

- le *fluide frigorigène* pénètre à l'état de vapeur fortement surchauffée. Cette phase vapeur est désurchauffée puis condensée dans une grande partie de cet appareil : pour les fluides purs (R-22, R-134a...) ou les mélanges azéotropes (R-404A, R-410A), la condensation est réalisée, si les pertes de pression sont négligeables, à température constante jusqu'à la condensation totale de la vapeur. Le liquide formé est alors sous-refroidi dans la partie terminale. Pour le mélange R-407C qui constitue un mélange zéotrope, la condensation se réalise à température décroissante (de la température de rosée à la température de bulle), pour des pertes de pression négligeables. Dans la zone dite de sous-refroidissement qui suit la zone de condensation, l'écoulement est constitué essentiellement d'un débit de fluide frigorigène liquide dans lequel est dissout un débit d'huile de lubrification. Contrairement à l'évaporateur, cette présence d'huile n'induit pas d'effets significatifs sur la performance de l'équipement ;
- les *chutes de pression* jouent un rôle limité sur les performances du condenseur : en effet, les pertes de pression dans la zone de condensation présentent des valeurs sensiblement plus faibles que celles rencontrées dans l'évaporateur : la haute pression de l'étage de condensation se traduit par une masse volumique élevée de la phase vapeur et une moindre réduction de la température de saturation pour une même perte de pression, par rapport à celle observée dans l'étage basse pression.

On a noté qu'une des hypothèses des méthodes globales de dimensionnement stipule la constance du coefficient d'échange global le long de l'échangeur ou d'une zone de l'échangeur sur laquelle on souhaite appliquer la méthode de calcul. On comprend donc la nécessité, même dans une approche simple, de décomposer l'évaporateur ou le condenseur en zones distinctes :

- pour un évaporateur à détente directe, on distingue habituellement deux zones : une zone d'évaporation et une zone de surchauffe ; pour un évaporateur noyé, on ne trouve qu'une zone d'évaporation partielle (voir le chapitre 4) ;
- pour le condenseur, on distingue trois zones : une zone de désurchauffe de la vapeur, de condensation et de sous-refroidissement du liquide condensé.

Le dimensionnement d'un échangeur consiste donc à évaluer la surface d'échange totale à installer à partir des surfaces d'échange (ou longueur d'échangeur) pour chacune de ces zones sachant que les profils de température sont connus et que les coefficients de transfert sont à déterminer en prenant en compte – en particulier – le fluide frigorigène.

On ne peut donc définir d'écart de température logarithmique que sur des zones pour lesquelles on peut raisonnablement considérer le coefficient d'échange global comme constant. Dans l'approche dite multizone (la plus simple que l'on puisse adopter pour le dimensionnement d'un évaporateur ou d'un condenseur de fluide frigorigène) on évalue les écarts de températures logarithmiques de la façon suivante :

■ Évaporateur

- Évaporateur (figure 1.7) dans la zone d'évaporation :

$$DTLM = \frac{\Delta T_{\max} - \Delta T_{\min}}{\ln(\Delta T_{\max}/\Delta T_{\min})}$$

- Évaporateur (figure 1.7) dans la zone de surchauffe (cas du contre-courant) :

$$DTLM = \frac{\Delta T_{\max} - \Delta T_{\text{sur}}}{\ln(\Delta T_{\max}/\Delta T_{\text{sur}})}$$

■ Condenseur

- Condenseur (figure 1.8) dans la zone de désurchauffe (cas du co-courant) :

$$DTLM = \frac{\Delta T_{\max} - \Delta T_{\text{des}}}{\ln(\Delta T_{\max}/\Delta T_{\text{des}})}$$

- Condenseur (figure 1.8) dans la zone de condensation :

$$DTLM = \frac{\Delta T_{\max} - \Delta T_{\min}}{\ln(\Delta T_{\max}/\Delta T_{\min})}$$

- Condenseur (figure 1.8) dans la zone de sous-refroidissement (pour du co-courant) :

$$DTLM = \frac{\Delta T_{\text{sref}} - \Delta T_{\min}}{\ln(\Delta T_{\text{sref}}/\Delta T_{\min})}$$

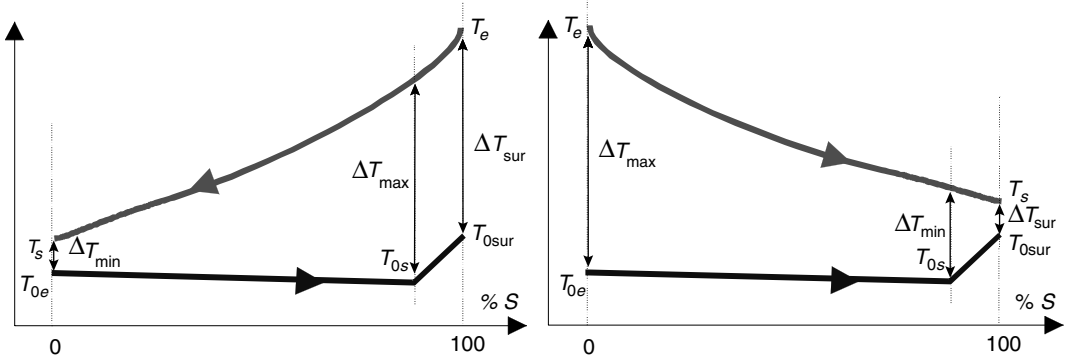


Figure 1.7 – Profils de température dans un évaporateur
(à gauche : circulation à contre-courant ; à droite : circulation à co-courant).

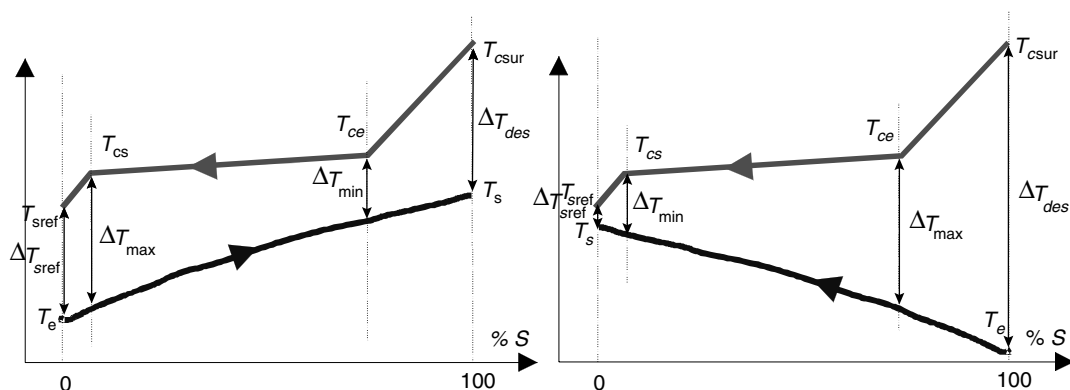


Figure 1.8 – Profils de température dans un condenseur
(à gauche : circulation à contre-courant ; à droite : circulation à co-courant).

1.3.4 Perte de pression et chute de température associée

On considère un canal d'échangeur (tubulaire, de diamètre d , ou à plaques, d'entreplaque e) dans lequel s'écoule un fluide frigorigène à l'état de mélange liquide et vapeur.

Pour un condenseur ou un évaporateur dans lequel la variation du titre massique en vapeur est Δx et où Δh_{LV} désigne la chaleur latente massique de vaporisation¹, le bilan d'énergie peut s'écrire :

$$\dot{m} \Delta h_{LV} \cdot \Delta x = \dot{Q}$$

– soit pour un échangeur à plaques

$$G = \frac{L}{e} \cdot \frac{\Phi}{\Delta h_{LV} \cdot \Delta x}$$

– soit pour un échangeur tubulaire

$$G = \frac{L}{d} \cdot \frac{4 \cdot \Phi}{\Delta h_{LV} \cdot \Delta x}$$

où :

– $G = \frac{\dot{m}}{S}$ désigne le flux de masse surfacique (rapport du débit masse à la section S de passage du canal),

– $\Phi = \frac{\dot{Q}}{A}$ désigne la densité de flux thermique (rapport du flux de chaleur transféré à la surface interne d'échange A),

– Δx , la variation du titre massique de vapeur entre l'entrée et la sortie de l'échangeur prendra généralement une valeur égale à 1 pour les condenseurs et 0,8 pour les évaporateurs à détente sèche ou 1 pour les évaporateurs noyés.

La perte de pression de l'écoulement dans le canal de longueur L (pour lequel nous négligeons les termes de variation de pression par gravité et par accélération) est due essentiellement à l'écoulement de la vapeur. Pour un écoulement diphasique homogène, elle s'exprime de la façon suivante :

$$\text{tube : } \Delta P = \frac{L}{d} \frac{G^2 x_m^2}{2 \rho_m} f$$

$$\text{plaque : } \Delta P = \frac{L}{2e} \frac{G^2 x_m^2}{2 \rho_m} f$$

où :

– f désigne le facteur de frottement, paramètre adimensionnel dépendant de la géométrie de la paroi et du nombre de Reynolds de l'écoulement ;

– ρ_m désigne la masse volumique moyenne du mélange liquide-vapeur que nous confondons en première approximation avec la masse volumique de la vapeur (ce qui conduit à une surestimation des pertes de charges) ;

1. Qui s'écrit couramment L .

– x_m désigne le titre massique moyen de vapeur dans le canal.

La variation de température associée à la variation de pression peut être calculée à partir de la température de saturation T (température absolue en K) du fluide et des paramètres thermodynamiques par la relation de Clapeyron :

$$\frac{\partial \ln P}{\partial \frac{1}{T}} = -\frac{\Delta h_{LV}}{r}$$

qui s'exprime sous une forme variationnelle par :

$$\frac{\Delta P}{P} = \frac{\Delta h_{LV}}{r} \frac{\Delta T}{T^2}$$

où r est la constante du gaz. Si la vapeur se comporte comme un gaz parfait, $P = \rho_V r T$, ce qui donne :

$$\Delta T = \Delta P \frac{T}{\Delta h_{LV} \rho_V}$$

La combinaison des différentes relations développées ci-dessus permet d'évaluer la variation de température de saturation associée à la perte de pression dans un canal tubulaire ou à plaques à partir des grandeurs thermodynamiques et géométriques :

$$\text{tube : } \Delta T = \frac{8 T x_m^2 f \Phi^2}{\Delta x^2} \left(\frac{L}{d} \right)^3 \frac{1}{\rho_V^2 \Delta h_{LV}^3}$$

$$\text{plaque : } \Delta T = \frac{T x_m^2 f \Phi^2}{4 \Delta x^2} \left(\frac{L}{e} \right)^3 \frac{1}{\rho_V^2 \Delta h_{LV}^3}$$

Une comparaison des variations de température entre différentes géométries d'échangeur ou différents fluides peut être réalisée en considérant l'ensemble des paramètres suivants constants : la température du fluide, la densité de flux, le titre massique de vapeur, la variation de titre. En considérant le facteur de frottement (notamment dans le cas de tubes avec rugosité interne ou de plaques corruguées où domine un régime d'écoulement dit rugueux) comme peu dépendant du nombre de

Reynolds, on peut conclure que les facteurs influents sur la variation de température liée à la perte de charge sont :

- d'ordre géométrique : l'élancement du canal (L/e ou L/d) intervient à la puissance 3 dans les expressions précédentes ;
- d'ordre thermodynamique : chaleur latente et masse volumique vapeur.

Exemple

À titre d'exemple, nous allons considérer trois canaux pour évaporateurs à -20°C respectivement pour le R-134a, le R-717 et le R-744 sachant que la règle de l'art recommande que la variation de température associée à la perte de charge dans un évaporateur soit inférieure à 1 K. À partir de la corrélation précédente pour un tube :

$$\Delta T = \frac{8 T x_m^2 f \Phi^2}{\Delta x^2} \left(\frac{L}{d} \right)^3 \frac{1}{\rho_V^2 \Delta h_{LV}^3}$$

on va estimer l'élancement d'un canal pour un évaporateur à -20°C .

Les valeurs obtenues d'après table ou logiciel pour les deux fluides sont :

R-134a :

$$v'' = 0,14641 \text{ m}^3/\text{kg} \text{ et } \Delta h_{LV} = 211,04 \text{ kJ/kg}$$

R-717 :

$$v'' = 0,62274 \text{ m}^3/\text{kg} \text{ et } \Delta h_{LV} = 1327,11 \text{ kJ/kg}$$

R-744 :

$$v'' = 0,019318 \text{ m}^3/\text{kg} \text{ et } \Delta h_{LV} = 281,87 \text{ kJ/kg}$$

Pour le calcul du terme $\frac{8 T x_m^2 f \Phi^2}{\Delta x^2}$ dans la formule donnant ΔT , on suppose que les valeurs sont identiques dans les trois cas, à savoir : $x_m = 0,6$; $\Delta x = 0,7$; $f = 0,1$ et $\phi = 10000 \text{ W/m}^2$. En fait, le coefficient de frottement dépend du fluide. Il est plus faible pour le R-744.

Moyennant l'hypothèse de mêmes valeurs du coefficient de frottement ($f = 0,1$), on obtient :

$$\begin{aligned} \frac{8 T x_m^2 f \Phi^2}{\Delta x^2} &= \frac{8 \times 253 \times (0,6)^2 \times 0,1 \times (10^4)^2}{(0,7)^2} \\ &= 148,7 \times 10^8 \text{ W}^2 \cdot \text{K} \cdot \text{m}^{-4} \end{aligned}$$

Le terme $\frac{1}{\rho_V^2 \cdot \Delta h_{LV}^3} = \frac{v''^2}{\Delta h_{LV}^3}$ donne pour chacun des fluides :

$$\frac{v''^2}{\Delta h_{LV}^3} = \begin{cases} \text{R-134a : } \frac{(0,14641)^2}{(211,04 \times 10^3)^3} \\ \quad = 2,28 \times 10^{-18} \text{ kg.m}^6.\text{J}^{-3} \\ \text{R-717 : } \frac{(0,62274)^2}{(1327,1 \times 10^3)^3} \\ \quad = 165,92 \times 10^{-22} \text{ kg.m}^6.\text{J}^{-3} \\ \text{R-744 : } \frac{(0,019318)^2}{(281,87 \times 10^3)^3} \\ \quad = 1,66 \times 10^{-20} \text{ kg.m}^6.\text{J}^{-3} \end{cases}$$

Prenant $\Delta T = 0,5 \text{ K}$, on obtient l'élanement du canal :

$$\frac{d}{L} = \begin{cases} \text{R-134a : } 4,02 \times 10^{-3} \\ \text{R-717 : } 16,54 \times 10^{-4} \\ \text{R-744 : } 7,75 \times 10^{-4} \end{cases}$$

soit $\frac{L}{d} = \begin{cases} \text{R-134a : } 248 \\ \text{R-717 : } 604 \\ \text{R-744 : } 1290 \end{cases}$

L'élanement le plus élevé correspond au R-744 (5 fois celui du R-134a), et l'élanement de l'ammoniac est intermédiaire. Si on avait pris en compte la vraie valeur du coefficient de frottement, l'élanement serait encore plus grand pour le R-744.

Les conséquences de cette différence sont importantes pour le circuitage et pour la conception des échangeurs. C'est ainsi que, pour cette application à basse température, si l'on considère les cas du R-134a et du R-717, les risques de givrage sur les ailettes externes, qui sont en contact avec l'air, imposent des pas entre ailettes relativement importants (6 à 8 mm). Compte tenu de ces pas d'ailettes importants, la résistance thermique ($1/h_e S$) associée au transfert côté air est notablement plus importante que la résistance thermique côté fluide frigorigène (voir plus haut). Dans ce cas particulier, pour une puissance frigorifique donnée, les surfaces d'échanges et donc la longueur de tube à installer est la même dans les deux cas si l'on utilise le même diamètre de tube. Prenant un diamètre extérieur d'un demi-pouce (12,7 mm) avec une épaisseur de 0,8 mm soit $d_i = 11,1 \text{ mm}$, si la puissance sur la batterie est de 5 200 W, on obtient une longueur de tube

$$L = \frac{5200}{10000 \times 11,1 \times 10^{-3} \times \pi} = 14,9 \text{ m.}$$

Les distinctions fortes entre les deux batteries seront d'une part la différence du métal utilisé pour les tubes (cuivre pour le R-134a et acier pour le R-717) et d'autre part le circuitage. L'élanement du R-134a conduit à une longueur de circuit unitaire pour l'évaporateur de $L_0 = 248 \times 11,1 \times 10^{-3} = 2,75 \text{ m}$ alors qu'il est de $L_0 = 607 \times 11,1 \times 10^{-3} = 6,73$ pour le R-717. La batterie au R-134a sera constituée de 17 circuits indépendants (avec bien sûr 17 points

d'injection à l'entrée) alors que pour le R-717 elle ne sera constituée que de 7 circuits indépendants.

Considérant maintenant le R-744, la valeur très élevée de l'élanement permet de s'orienter vers une technologie d'échangeurs très différente. On réalise des batteries à ailettes plates avec micro-canaux pour le R-744.

L'utilisation de fluides à plus haute pression va modifier la technologie des échangeurs et les micro-canaux vont certainement se développer pour d'autres fluides (HFC) que le R-744 fonctionnant à haute pression. Pour l'instant les micro-canaux sont fabriqués en aluminium mais rien n'interdit qu'ils soient également fabriqués en cuivre dans l'avenir.

La variation d'enthalpie massique associée à la chute de pression est égale à :

$$\Delta h = v_V \Delta P = \frac{\Delta P}{\rho_V} = \frac{\Delta T}{T} \Delta h_{LV}$$

Pour les deux géométries considérées ici, on obtient :

$$\text{tube : } \Delta h = \frac{8x_m^2 f \Phi^2}{\Delta x^2} \left(\frac{L}{d}\right)^3 \frac{1}{\rho_V^2 \Delta h_{LV}^2}$$

$$\text{plaque : } \Delta h = \frac{x_m^2 f \Phi^2}{4 \Delta x^2} \left(\frac{L}{e}\right)^3 \frac{1}{\rho_V^2 \Delta h_{LV}^2}$$

1.3.5 Sélection de l'évaporateur et du condenseur

En général le concepteur d'une installation n'a pas à concevoir les échangeurs, il se contente de les sélectionner. La démarche est donc différente de celle présentée plus haut. On part de la connaissance des puissances nécessaires à l'évaporateur et au condenseur et on sélectionne les composants d'après les documentations fournies par les constructeurs.

■ Sélection de l'évaporateur

Il faut savoir s'il s'agit d'une batterie à air ou d'un refroidisseur de liquide et connaître la température d'utilisation ainsi que la puissance. S'agissant d'une chambre froide, la valeur imposée est généralement celle de l'air

dans la chambre froide (température de reprise sur l'évaporateur), s'agissant d'un groupe refroidisseur de liquide, la valeur imposée peut être celle du liquide en entrée ou en sortie de l'évaporateur, selon le choix de la régulation au niveau de la distribution de froid. Ensuite, il faut connaître les températures entrée/sortie requises pour l'application. Ces valeurs résultent de l'état de l'art : il est courant de prendre $\Delta T = 5\text{ K}$ entre l'entrée et la sortie. La connaissance de la puissance et du ΔT entrée/sortie conditionne le débit de fluide frigoporteur (air ou eau suivant le cas). Enfin, il faut décider d'un pincement ($\Delta T_{\min}$ sur la figure 1.9). Plus le pincement est faible, meilleur est le COP du cycle mais plus grande est la surface d'échange. L'état de l'art consiste à prendre un pincement de 3 à 5 K dans le cas de circulation des fluides à contre-courant. Pour le co-courant, on adoptera ces valeurs pour la différence ΔT_{sur} . On en déduit le DTLM en supposant la température interne constante dans l'évaporateur :

$$DTLM = \frac{\Delta T_{\max} - \Delta T_{\min}}{\text{Ln}(\Delta T_{\max}/\Delta T_{\min})}$$

On en déduit le HS de l'évaporateur en utilisant la relation :

$$\dot{Q}_0 = HS.DTLM$$

Connaissant la valeur du HS souhaité, cela permet de dialoguer avec les fabricants d'évaporateur. Néanmoins, il est également possible de sélectionner directement à partir de la documentation sans effectuer aucun calcul intermédiaire.

Exemple : sélection d'une batterie de 4 500 W pour une chambre froide à $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$, le fluide frigorigène étant du R-404A

Estimation par un calcul rapide : on suppose que l'air soufflé est à $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$ et que le pincement est de 5 K : la température d'évaporation est donc de $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$. Ce qui donne, en négligeant la zone de surchauffe :

$$DTLM = \frac{10 - 5}{\text{Ln} \frac{10}{5}} = 7,2\text{ K}$$

$$\text{et} \quad HS = \frac{4\,500}{7,2} = 625\text{ W/K}$$

Pour un calcul plus précis, il convient de différencier les deux zones : évaporation proprement dite, et surchauffe. Dans chacune de ces zones, l'utilisation de corrélations adéquates permet de calculer les coefficients d'échange thermique convectif entre le fluide frigorigène et la paroi, ainsi qu'entre le fluide secondaire et la paroi.

La surface d'échange dépendra du coefficient d'échange global de l'échangeur et donc de la technologie retenue. Pour un tube lisse avec ailettes planes extérieures, on a couramment $H \sim 20\text{ W/m}^2\text{K}$, ce qui conduirait à $S = 31,25\text{ m}^2$. Néanmoins, les fabricants d'échangeurs ont, comme nous allons le voir, développé des surfaces améliorées permettant d'obtenir des échangeurs plus compacts.

Par la documentation constructeur : on considère que la température d'entrée d'air sur la batterie est la température de la chambre. Le constructeur (Friga-Bohn dans l'exemple cité) fournit des abaques (ou un logiciel de sélection) donnant la puissance frigorifique en fonction du ΔT et du modèle. Il faut être vigilant sur la définition du ΔT qui n'est pas toujours la même suivant les fournisseurs, parfois c'est le DTLM mais, pour Friga-Bohn, c'est simplement la différence de température entre l'air d'entrée (donc l'air de la chambre froide) et la température d'évaporation. Pour l'instant, les documentations des constructeurs n'existent pas pour tous les fluides. L'abaque (figure 1.10) et les tables de valeurs présentées (figure 1.9) correspondent au cas du R-22, le constructeur fournit un tableau de valeurs de coefficient r correcteur en fonction du fluide utilisé (figure 1.11). En fonction de la puissance recherchée, compte tenu du facteur correcteur r , on obtient d'après l'abaque, suivant la batterie retenue différentes valeurs de ΔT . Pour la sélection, on retiendra une batterie conduisant à un ΔT de l'ordre de 6 K afin d'une part de ne pas pénaliser le cycle frigorifique et d'autre part de suivre les recommandations du constructeur pour les basses températures d'évaporation.

Le fluide utilisé étant du R-404A, $r = 1,053$. Si la puissance frigorifique est de 4 500 W, cela correspond à une puissance frigorifique pour le R-22 de $\frac{4\,500}{1,053} = 4\,273\text{ W}$. D'après l'abaque (figure 1.12), le modèle LUC 545C conduit à un ΔT de 6,5 K et le LUC 435C à un ΔT de 7,75 K. On retiendra le LUC 545C, ce qui conduit à une température d'évaporation de $-26,5\text{ }^{\circ}\text{C}$. Le constructeur donne le débit d'air sur la batterie : $3\,250\text{ m}^3/\text{h} = 0,9\text{ m}^3/\text{s}$. Pour estimer la valeur du δT entrée/sortie sur l'air, il faut faire une hypothèse sur la déshumidification de l'air

MUC-LUC**LUC ... C 6,35 mm**

Modèles Models Modelle	LUC ... C		150	205	290	345	435	545	645	835	1025	
Puissance Capacity Leistung	$\Delta t_1 = 7K (1)$	Q_{0m} R22	W	1371	1778	2487	2900	3775	4597	5140	8092	9439
Puissance Capacity Leistung	Point 3 Conditions n° 3 Punkt NB3 (2)	Q_{st}	W	1246	1616	2261	2636	3432	4179	4673	7356	8581
Surface Surface Oberfläche		m ²		5,17	7,54	9,33	11,66	15,98	18,64	22,43	28,04	33,65
Vol. tubes circuits Circuit vol. Rohrinhalt		dm ³		1,5	2,3	2,5	3,3	4,4	5,0	6,0	7,5	9,0
Ventilateur Fan Ventilator	Débit air Air flow Luftmenge	m ³ /h		1217	1239	2267	2075	2561	3250	3694	7093	7893
	Proj. d'air Air throw Wurfweite	m		12	12	12	12	12	12	12	28	45
	Nbr x Ø mm No x Ø mm Anz. x Ø mm			1 x 300	1 x 300	2 x 300	2 x 300	2 x 300	3 x 300	3 x 300	2 x 400	2 x 450
1500 tr/min r.p.m. U/min	230V/1/50Hz	Total	W A	145 0,65	145 0,65	290 1,30	290 1,30	290 1,30	435 1,95	435 1,95		
	400V/3/50Hz		W max A max (5)								2 x 360 2 x 1,0	2 x 360 2 x 1,0
Nb - No - Anz.	 Batterie - Coil - Batterie Egouttoir - Drain pan - Tropfwanne			2 1	2 1	5 1	5 1	5 1	5 1	5 1	5 1	8 1
Dégivrage élect.	220V/1/50Hz	Total	W A	2150 9,8	2150 9,8	3000	3000	3600	3600	5640	5640	8460
Elektr. Abtauung	380V/3/50Hz	Total	A			4,5	4,5	5,4	5,4	8,5	8,5	13
Poids net Net weight Nettogewicht		kg		17	19	23	28	33	45	46	66	76

DIMENSIONS**DIMENSIONAL DATA****ABMESSUNGEN**

Modèles Models Modelle	LUC ... C		150	205	290	345	435	545	645	835	1025
A			560	560	966	966	1220	1220	1650	1650	1650
B			400	464	400	400	400	464	400	495	590
C			357	357	357	357	357	357	357	482	482
D			355	419	355	355	355	419	352	447	543
E			42	39	89	89	89	89	110	110	110
H			53	53	53	53	53	53	53	68	78
K			442	442	442	442	442	442	442	582	592
R			72	72	122	122	122	122	147	147	147
X			416	416	722	722	976	976	1356	1356	1356
Y			397	397	397	397	397	397	397	522	522
Entrée Inlet Eintritt	Ø (3)		D 1/2"	D 1/2"	D 1/2"	D 1/2"	D 1/2"	D 1/2"	D 1/2"	D 5/8"	D 7/8"
Sortie Outlet Austritt	Ø ODF (4)		5/8"	7/8"	7/8"	7/8"	7/8"	7/8"	1 1/8"	1 1/8"	1 1/8"

(1) (2) Voir page 15

(3) Distributeur : 1/2" avec écrou - 7/8" mâle à braser

(4) ODF : femelle pour recevoir le tube de même diamètre

(5) Réglage des protections contre les surcharges

Figure 1.9 – Documentation Friga-Bohn :
caractéristiques des évaporateurs de la série LUC...C.**A**

PRODUCTION DU FROID

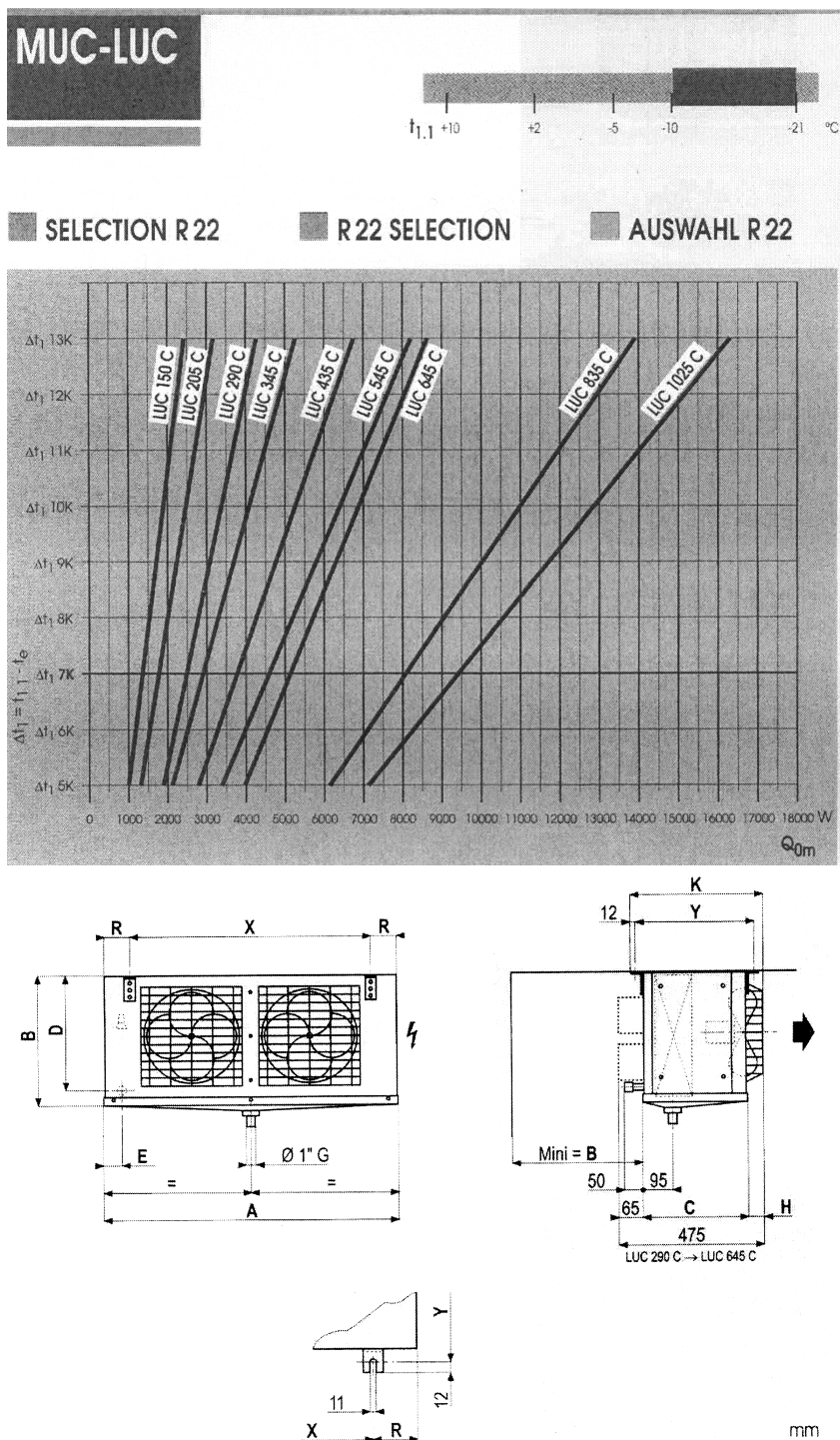


Figure 1.10 – Documentation Friga-Bohn :
abaque de sélection des évaporateurs de la série LUC...C.

MUC-LUC

 COEF. R134a : r
 R134a FACTOR: r
 R134a FAKTOR: r

MUC ... R	145	200	285	320	420	520	620	780	960
r	0,905	1,015	0,958	1,016	0,939	0,976	1,045	0,942	1,020
MUC ... L	140	195	280	315	415	515	615	775	955
r	0,857	0,989	1,031	0,988	0,916	1,008	1,019	1,033	0,989
LUC ... E	155	210	295	350	440	550	650	840	1030
r	0,957	0,961	0,921	0,934	0,968	0,965	0,961	0,934	0,939
LUC ... C	150	205	290	345	435	545	645	835	1025
r	0,912	0,935	0,872	0,962	0,943	0,937	0,856	0,871	0,887

 COEF. R404A : r
 R404A FACTOR: r
 R404A FAKTOR: r

MUC ... R	145	200	285	320	420	520	620	780	960
r	0,960	1,077	1,017	1,078	0,996	1,036	1,109	1,000	1,082
MUC ... L	140	195	280	315	415	515	615	775	955
r	0,909	1,048	1,093	1,047	0,971	1,069	1,080	1,095	1,048
LUC ... E	155	210	295	350	440	550	650	840	1030
r	1,029	1,033	0,990	1,004	1,040	1,037	1,033	1,004	1,009
LUC ... C	150	205	290	345	435	545	645	835	1025
r	1,024	1,050	0,980	1,081	1,059	1,053	0,962	0,978	0,996

 DESIGNATION
 NOMENCLATURE
 BESCHREIBUNG

MUC 320 R

 OPTIONS
 OPTIONAL FEATURES
 OPTIONEN

 Modèle
 Model
 Modell

 Voir tableau page 5
 See table page 5
 Siehe Tabelle Seite 5

-  (1) Puissance Q_{0m} exprimée en watts. Cette puissance frigorifique est celle utile pour la sélection des évaporateurs. Elle est calculée à partir de la puissance Q_{0t} conforme à la pré-norme ENV 328, multipliée par un coefficient "r" (1,25 pour les MUC - R/L et 1,10 pour les LUC - E/C) qui tient compte des conditions réelles de fonctionnement des évaporateurs. Voir note technique FRIGA-BOHN n° 99 84 11 92.
 Δt_1 = différence entre la température d'entrée d'air "t_{1,1}" et la température correspondant à la pression du réfrigérant à la sortie de l'évaporateur "t_e".
- (2) Puissance CEN exprimée en watts. Cette puissance frigorifique est celle mesurée en conformité avec la pré-norme ENV 328 dans les conditions de fonctionnement du point 2 pour les MUC - R/L (t_e = -8° C, t_{1,1} = 0° C, Δt_1 = 8K, fluide R22) et du point 3 pour les LUC - E/C (t_e = -25° C, t_{1,1} = -18° C, Δt_1 = 7K, fluide R22). Selon la pré-norme CEN (ENV328), cette puissance est obtenue à humidité spécifique constante, donc avec une surface d'échange sèche.

Figure 1.11 – Documentation Friga-Bohn :
 coefficients de correction pour les évaporateurs de la série LUC...C.

au travers de la batterie. Dans sa documentation, le constructeur précise que la puissance frigorifique réelle de cet évaporateur sur batterie sèche est plus faible de 10 %. Nous estimons la valeur du δT entrée/sortie sur l'air avec ce ratio :

$$\delta T = \frac{4273}{1200 \times \frac{293}{253} \times 0,9 \times 1,1} = 3,1 \text{ K où nous}$$

avons pris $\rho c_p = 1,2 \times \frac{293}{253} \text{ kJ/m}^3\text{K}$ pour l'air à -20°C . La température d'évaporation est donc de $-28,5^\circ\text{C}$ alors que l'air entre à -20°C et sort à $-23,1^\circ\text{C}$ de la batterie, ce qui donne pour le DTLM,

$$DTLM = \frac{3,1}{\ln \frac{8,5}{5,4}} = 6,83 \text{ K. On obtient ainsi pour}$$

la surface sèche : $HS = \frac{4273}{1,1 \times 6,83} = 568 \text{ W/K}$ et, compte tenu de $S = 18,64 \text{ m}^2$, on obtient :

$H = \frac{568}{18,64} = 30,5 \text{ W/m}^2\text{K}$. Pour la batterie fonctionnant dans des conditions réelles d'air humide, le coefficient d'échange serait plus élevé et dépendrait des conditions d'humidité de l'air.

On note que le coefficient global d'échange est élevé ce qui conduit à une surface d'échange inférieure à celle envisagée dans le pré-dimensionnement et conduit donc à un échangeur plus compact.

Les puissances fournies par les constructeurs sont déterminées par des mesures effectuées suivant des normes. Il faut être vigilant, la puissance de froid produite tient compte de la puissance de déshumidification partielle de l'air.

■ Sélection du condenseur

Une démarche similaire est à effectuer pour le condenseur mais d'abord, il faut évaluer la puissance à évacuer, cette valeur est obtenue par le calcul du cycle.

1.3.6 Charge en fluide frigorigène

Pour des raisons d'environnement, la minimisation de la charge en fluide devient une préoccupation essentielle dans la conception d'une installation frigorifique. En effet, si les installations utilisent des HFC, l'objectif de minimisation de la charge est de réduire les émissions directes de gaz à effet de serre. Si, par ailleurs, c'est l'ammoniac qui est utilisé comme fluide frigorigène, l'objectif de la minimisation est lié aux démarches de

déclaration et demande d'autorisation qui dépendent de la masse de fluide contenue dans l'installation. Enfin pour des fluides comme le R-410A, fonctionnant à pression élevée, la réglementation des équipements sous pression incite également à réduire la charge.

Évaluer et minimiser la charge de fluide frigorigène (c'est-à-dire la masse de fluide frigorigène) à introduire dans une machine frigorifique pour un fonctionnement correct de celle-ci est une démarche classique de tout concepteur d'équipements frigorifiques et climatiques. Cette démarche est d'autant plus importante que la recherche de confinement incite à réduire cette charge autant que faire se peut. Jusqu'à maintenant la démarche est restée basée sur des règles de nature empirique :

- pour une évaluation grossière de cette charge, des ratios (masse fluide/volume installation) étaient appliqués ;
- pour une évaluation fine de cette charge, le professionnel effectuait, au moment de la charge, des essais de performance de la machine qui lui permettaient d'ajuster sa valeur « optimale ».

Cette pratique professionnelle traduit à l'évidence la difficulté majeure que constitue une évaluation – *a priori* – fiable et précise de la charge optimale nécessaire au bon fonctionnement de la machine frigorifique. Cette difficulté provient de nombreux facteurs :

- la diversité des architectures ainsi que des composants des machines ;
- la méconnaissance des lois gouvernant le taux de remplissage (rapport du volume occupé par la phase liquide sur le volume total d'un composant) dans les composants contenant un fluide frigorigène à l'état diphasique : c'est tout particulièrement le cas des évaporateurs et condenseurs. Hormis les échangeurs à plaques, ces échangeurs constituent, de plus, une part importante du volume total des installations : cette méconnaissance de leur taux de remplissage se traduit donc nécessairement par celle de la charge de la machine complète ;
- la méconnaissance de la masse de fluide frigorigène dissoute dans l'huile frigorifique.

Nous devons ajouter à ces facteurs majeurs, un élément complémentaire qui est la récente évolution technologique des composants (échangeurs, compresseurs). Depuis quelques années, cette évolution se traduit par la nécessité d'une remise à jour de ces règles empiriques et, d'une façon plus ambitieuse, l'élaboration de méthodes plus systématiques d'évaluation.

■ Paramètres déterminant la charge en fluide frigorigène et principe d'évaluation de la charge

La charge en fluide frigorigène d'une machine frigorifique dépend, en premier lieu, du volume des divers équipements qui la constituent :

- tuyauteries,
- échangeurs,
- compresseur,
- bouteilles et réservoir de liquide,
- séparateurs d'huile et séparateurs de liquide,
- organes divers (filtres et déshydrateurs, détendeurs, voyants, bouteille anti-coup de liquide, pompe...).

Ce volume – somme des différents volumes des composants de la machine – est généralement aisé à évaluer.

La charge dépend également de la masse volumique du fluide frigorigène contenu dans ces différents composants et de l'état mono ou diphasique du fluide dans le composant considéré.

La répartition de la charge de fluide frigorigène dans une installation dépend d'une part des conditions opératoires et d'autre part de la technologie des échangeurs. Citons quelques cas types :

- dans une petite unité de climatisation (air/air), 60 à 70 % de la charge totale est contenue dans le condenseur et 80 % de la charge totale, dans la partie haute pression de la machine ; l'évaporateur contient environ 20 % de la charge totale ;
- dans une unité de réfrigération (caractérisée par une température basse et une faible pression à l'évaporateur), la charge contenue dans l'évaporateur peut être supérieure à celle du condenseur compte tenu du fait que

les diamètres des tubes de l'évaporateur sont généralement supérieurs pour limiter les pertes de pression ;

- dans le cas d'unités équipées de bouteilles ou de conduites liquide de grandes longueurs, la charge contenue dans ces deux composants peut représenter une fraction très importante de la charge totale.

■ Évaluation de la charge de fluide frigorigène dans les évaporateurs et condenseurs intratubulaires ou à plaques

□ Généralités

Estimer correctement la masse de fluide frigorigène dans un échangeur nécessite :

- une évaluation des longueurs respectives (ou des volumes respectifs) des trois zones du condenseur (désurchauffe, condensation, sous-refroidissement) qui permet l'évaluation des trois fractions du volume total de condenseur contenant respectivement une vapeur surchauffée, un mélange diphasique liquide-vapeur, un liquide sous-refroidi ;
- une évaluation des longueurs respectives (ou des volumes respectifs) des deux zones de l'évaporateur (évaporation, surchauffe si évaporateur à détente directe) qui permet l'évaluation des deux fractions du volume total de l'évaporateur contenant respectivement un mélange diphasique liquide-vapeur et une vapeur surchauffée ;
- une évaluation du profil de titre massique le long de la zone caractérisée par un mélange diphasique. À défaut d'un calcul par éléments finis qui peut permettre l'évaluation de ce profil, on retient une évolution linéaire du titre de vapeur le long de la zone de changement de phase (hypothèse de densité de flux constante).

Toutes ces grandeurs ne seront correctement calculées qu'à la condition que les coefficients de transfert de chaleur et les pertes de pression de l'écoulement soient bien connus.

Les volumes des différentes zones de l'évaporateur et du condenseur étant évalués, il reste à calculer la masse volumique du fluide frigori-

gène dans chacune de ces trois zones pour le condenseur (et deux zones pour l'évaporateur) :

- dans les zones contenant un fluide monophasique, la masse volumique est une donnée thermodynamique parfaitement connue et son évaluation est faite à partir des tables thermodynamiques ou des calculs issus d'un logiciel de type REFPROP ;
- dans la zone diphasique, généralement la plus importante en longueur et en volume, la masse volumique du mélange diphasique (ρ_m) se déduit des masses volumiques de chacune des phases liquide (ρ_l) et vapeur (ρ_v) et du taux de vide (α). Le taux de vide est défini par le rapport du volume occupé par la phase vapeur sur le volume total. La relation qui relie ces différentes grandeurs s'exprime de la façon suivante :

$$\rho_m = \alpha \rho_v + (1 - \alpha) \rho_l$$

Compte tenu du phénomène de glissement entre les phases liquide et vapeur (les vitesses d'écoulement de chacune des phases sont différentes) le taux de vide est non seulement dépendant de propriétés thermodynamiques des phases mais également des paramètres influant sur les mécanismes d'écoulement et de frottement entre phases.

□ Évaluation du taux de vide et de la masse volumique du fluide frigorigène dans les évaporateurs et condenseurs

De nombreuses corrélations pour estimer le taux de vide ont été proposées. Pour les écoulements à l'intérieur des tubes lisses, la méthode d'évaluation du taux de vide généralement retenue est celle de Hughmark pour l'évaporateur et celle Premoli pour le condenseur : elles permettent toutes deux des précisions d'évaluation proches de 20 %.

Pour les écoulements dans les canaux de plaques corruguées, les lois de taux de vide de Premoli peuvent s'appliquer avec une bonne précision.

Méthodes simples d'évaluation de la charge dans un évaporateur et un condenseur

Une démarche – volontairement simple – peut être réalisée à partir des données issues d'un pré-dimensionnement d'échangeur.

À partir des volumes du circuit du fluide frigorigène occupés par chacune des zones caractéristiques d'un évaporateur (évaporation/surchauffe : V_{evap} , V_{surch}) ou d'un condenseur (désurchauffe/condensation/sous-refroidissement : $V_{\text{désurch}}$, V_{cond} , V_{sousref}) et connaissant les masses volumiques des phases liquide (ρ_{lc} , ρ_{le}), vapeur (ρ_{vc} , ρ_{ve}) et diphasique (ρ_{mc} , ρ_{me}), il est aisé de déduire la charge M contenue dans l'appareil :

$$M_{\text{évaporateur}} = \rho_{ve} V_{\text{surch}} + \rho_{me} V_{\text{évap}}$$

$$M_{\text{condenseur}} = \rho_{vc} V_{\text{désurch}} + \rho_{mc} V_{\text{cond}} + \rho_{lc} V_{\text{sous-ref}}$$

Les masses volumiques en phase liquide et en phase vapeur sont directement données par des tables, pour estimer la masse volumique en diphasique, il faut utiliser une corrélation mentionnée plus haut (Hughmark ou Premoli par exemple).

Calcul de la charge en fluide dans un évaporateur à détente directe avec surchauffe

Nous allons présenter un premier type de calcul en ayant recours à des corrélations donnant le taux de vide local, cette méthode requiert d'utiliser de la simulation numérique. Puis ensuite, nous présenterons une méthode approchée basée sur une méthode analytique utilisant un taux de vide moyen.

Pour la méthode locale, définissons les grandeurs locales suivantes :

- $x = \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_v + \dot{m}_l}$, le titre en vapeur
- $\alpha = \frac{S_v}{S_v + S_l}$, le taux de vide

où $\dot{m} = \rho S v$, v étant la vitesse et S , la section locale. Le titre en vapeur s'écrit :

$$x = \frac{\rho_v S_v v_v}{\rho_l S_l v_l + \rho_v S_v v_v}$$

Définissant le glissement de vitesse de la phase vapeur par rapport à la phase liquide, $\Gamma = \frac{v_v}{v_l}$ conduit à :

$$\alpha = \left[1 + \left(\frac{1-x}{x} \right) \frac{\rho_v \Gamma}{\rho_l} \right]^{-1}$$

Le taux de vide local est obtenu à partir de corrélations proposées dans la littérature. Nous en présentons quatre.

– *Modèle homogène* : dans ce cas, on considère qu'il n'y a pas de glissement de vitesse ($\Gamma = 1$). Physiquement, ce cas correspond à un mélange intime des deux phases (cela peut être représentatif d'un évaporateur à recirculation avec fort taux de recirculation). On obtient simplement :

$$\alpha = \left[1 + \left(\frac{1-x}{x} \right) \frac{\rho_v}{\rho_l} \right]^{-1}$$

– *Corrélation de Baroczy* :

$$\alpha = \left[1 + \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,74} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,65} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0,13} \right]^{-1}$$

– *Corrélation de Lockart et Martinelli* :

$$\alpha = \left[1 + 0,28 \left(\frac{1-x}{x} \right)^{0,64} \left(\frac{\rho_v}{\rho_l} \right)^{0,365} \left(\frac{\mu_l}{\mu_v} \right)^{0,07} \right]^{-1}$$

– *Corrélation de Hughmark* : cette corrélation est la plus utilisée mais, également la plus complexe, elle fait appel aux nombres adimensionnels et nécessite d'avoir recours à un calcul itératif

$$\alpha = K_h \alpha_h = K_h \left[1 + \left(\frac{1-x}{x} \right) \frac{\rho_v}{\rho_l} \right]^{-1}$$

avec :

$$K_h = 0,7266477 - 3,481988 \times 10^{-4} Z_k - \frac{0,84527}{Z_k} + 0,0601106 Z_k$$

où :

$$Z_k = \frac{\text{Re}_l^{\frac{1}{8}}}{Y^{\frac{1}{4}}} F_r^{\frac{1}{8}}; \text{Re} = \frac{DG}{\mu_l + \alpha(\mu_v - \mu_l)};$$

$$F_r = \frac{1}{gD} \left(\frac{Gx}{\alpha_h \rho_v} \right)^2; Y = 1 - \alpha_h$$

μ est la viscosité, D le diamètre et G la vitesse massique, définie par : $G = \frac{\dot{m}}{S} = \rho v$.

Les corrélations précédentes ont imposé d'effectuer un calcul discrétisé dans l'évaporateur. Des approches de calcul analytique, plus faciles à exploiter, ont été proposées, néanmoins, elles conduisent à une intégration dans la zone de changement de phase et requièrent de connaître la valeur moyenne du glissement de vitesse dans la zone de changement de phase. C'est ainsi que Rigot a proposé une corrélation valable pour un évaporateur intratubulaire dans l'hypothèse d'un flux thermique constant et donc d'une variation linéaire des titres en vapeur et en liquide :

$$1 - \alpha = \left[\frac{1}{(R-1)^2} \right] \left[\frac{R}{1-x_e} \times \text{Ln} \left[\frac{R}{x_e(R-1)+1} \right] - (R-1) \right] \quad (1.57)$$

où x_e est le titre en vapeur en entrée dans l'évaporateur et R , le rapport du débit surfacique de liquide sur celui de la vapeur, est donné par :

$$R = \frac{\rho_l v_l}{\rho_v v_v} = \frac{1}{\Gamma} \frac{\rho_l}{\rho_v}$$

$\frac{v_l}{v_v} = \frac{1}{\Gamma}$ représente le glissement de vitesse entre les phases liquide et vapeur. Rigot suggère de prendre ce rapport égal à 1 dans le cas d'un évaporateur à détente sèche (modèle homogène), ce qui est très surestimé ($\Gamma \sim 10$ donc $\frac{1}{\Gamma} \approx \frac{1}{10}$ serait plus réaliste dans le cas étudié plus bas).

Dans le cas où R est très grand devant 1 ($R \gg 10$), l'équation (1.57) se simplifie pour s'écrire :

$$1 - \alpha \approx \frac{1}{R} \left[\frac{1}{1 - x_e} \times \ln \frac{1}{x_e} - 1 \right] \quad (1.58)$$

La masse totale dans l'évaporateur est donnée par :

$$M_{ev} = V_{ev} [\rho_l (1 - \alpha) + \rho_v \alpha] \quad (1.59)$$

où V_{ev} est le volume de l'évaporateur.

Considérons une évaporation intratubulaire de R-134a à 3 bars dans un tube lisse de longueur 1,5 m et de diamètre 0,03 m avec un débit de 0,05 kg/s. Les données pour le R-134a sont : $\rho_l = 1273 \text{ kg/m}^3$, $\rho_v = 14,77 \text{ kg/m}^3$, soit $\frac{\rho_l}{\rho_v} = 86$, $\mu_l = 3721 \mu\text{Pa.s}$, $\mu_v = 92947 \mu\text{Pa.s}$.

Appliquant les corrélations présentées plus haut et supposant que le titre d'entrée en vapeur est de 0,2, conduit aux résultats globaux présentés dans le tableau 1.1.

Le glissement local Γ varie entre 4 et plus de 100 pour les corrélations de Hughmark, Martinelli et Baroczy alors que Rigot l'a supposé égal à 1. Prenant $\Gamma = 10$ avec la corrélation de Rigot conduirait à $\alpha = 0,95$ qui correspond à peu près aux résultats de la corrélation de Martinelli, la valeur $\Gamma = 14$ conduit au même résultat que la corrélation de Hughmark.

On constate des différences appréciables entre les différents calculs, la méthode de Hughmark

est généralement considérée comme la plus proche de la réalité. Dans les quatre cas, la masse de vapeur est faible et du même ordre de grandeur, c'est la masse de liquide qui est sous-estimée dans les trois méthodes autres que la méthode de Hughmark. Dans la mesure où cette charge est très faible, il faut reconnaître qu'une sous-estimation n'a pas de grandes conséquences pour l'évaluation de la charge totale d'une installation.

Une démarche similaire peut être développée pour le calcul de la masse de fluide frigorigène contenue dans le condenseur.

■ Minimisation de la charge en fluide frigorigène

L'analyse menée dans ce document met en évidence deux voies à privilégier pour atteindre cet objectif ; ces deux voies peuvent se résumer par les points suivants :

- privilégier les systèmes monoblocs au détriment des systèmes séparés dans la mesure où les applications le permettent ;
- privilégier les équipements et technologies peu « gourmands » en fluide frigorigène.

Nous avons mentionné l'importance de la conception de l'échangeur, de la présence d'une bouteille sur la charge totale d'une machine frigorifique. Limiter la charge d'une machine monobloc nécessite une chasse systématique aux volumes superflus :

- limitation des longueurs et diamètres de tuyauteries ;
- dimensionnement optimal des bouteilles ;

Tableau 1.1 – Récapitulatif de la charge en fluide dans un évaporateur intratubulaire de 1,5 l suivant les corrélations mentionnées dans le texte.

	Hughmark	Martinelli	Baroczy	Rigot
Taux de vide moyen α	0,884	0,953	0,947	0,988
Masse de liquide (kg)	0,155	0,062	0,070	0,0165
Masse de vapeur (kg)	0,014	0,015	0,015	0,016
Charge en R-134a (kg)	0,169	0,077	0,085	0,0325

– choix de séparateurs d’huile et de liquide à haute performance.

La comparaison des différentes technologies d’échangeur met en évidence l’intérêt des échangeurs à plaques, des échangeurs tubulaires avec évaporation et condensation à l’intérieur des tubes. Elle met en évidence les désavantages des évaporateurs noyés ou à recirculation de liquide.

L’adoption de dispositifs et d’échangeurs nécessitant de faibles charges doit cependant être réalisée en prenant en compte l’impact sur le fonctionnement – notamment en transitoire – des machines frigorifiques. En effet, une faible charge induit des comportements dynamiques de la machine fort différents et requiert des outils de régulation adaptés à cette nouvelle configuration.

A

PRODUCTION DU FROID

2 • CYCLES THERMODYNAMIQUES DE PRODUCTION DU FROID

A

PRODUCTION DU FROID

Dans le premier chapitre, nous avons considéré les fondements thermodynamiques des cycles frigorifiques utilisant plusieurs niveaux de températures. Dans ce chapitre, nous allons passer brièvement en revue quelques-unes de leurs réalisations et, dans les chapitres suivants, nous nous étendrons très largement sur deux types de cycles : d'une part, les cycles à compression mécanique des vapeurs, d'autre part, les cycles à compression thermique des vapeurs.

qu'il pourrait être parfaitement adiabatique dans certaines phases et au contraire parfaitement relié aux sources extérieures de chaleur dans d'autres phases ; de plus, son fonctionnement ne donne lieu à aucune irréversibilité. En fait, on ne sait pas réaliser un tel cylindre, c'est la raison pour laquelle ce cycle ne connaît pas de développement mais reste néanmoins la référence thermodynamique pour l'efficacité optimale de tout cycle.

2.1 Cycle de Carnot conventionnel

Le cycle de Carnot, qui a déjà été rapidement présenté plus haut, est le cycle idéal pour un réfrigérateur fonctionnant entre deux températures T_{sc} (source chaude correspondant à la température ambiante) et T_{sf} (correspondant à la source froide où le froid est produit). Théoriquement, ce cycle pourrait s'appliquer aussi bien à un gaz qu'à un fluide avec changement de phase. Conceptuellement, il faut imaginer un cylindre contenant un fluide et un piston alternatif à l'intérieur du cylindre (figure 2.1). Ce cylindre posséderait des propriétés telles

2.2 Nouveau cycle de Carnot

Les irréversibilités d'un cycle de réfrigération de référence proviennent d'une part de la détente au travers de la vanne de laminage et d'autre part de la désurchauffe des vapeurs en sortie du compresseur. Afin de supprimer l'irréversibilité due à la vanne de laminage, il est possible d'utiliser une détente dans un organe réversible de détente adiabatique. Pour supprimer la désurchauffe des vapeurs et obtenir un cycle ditherme, la solution proposée récemment, consiste à utiliser un compresseur isotherme réversible et un échangeur interne de chaleur (figure 2.2). Mais, compte tenu de la différence de capacité

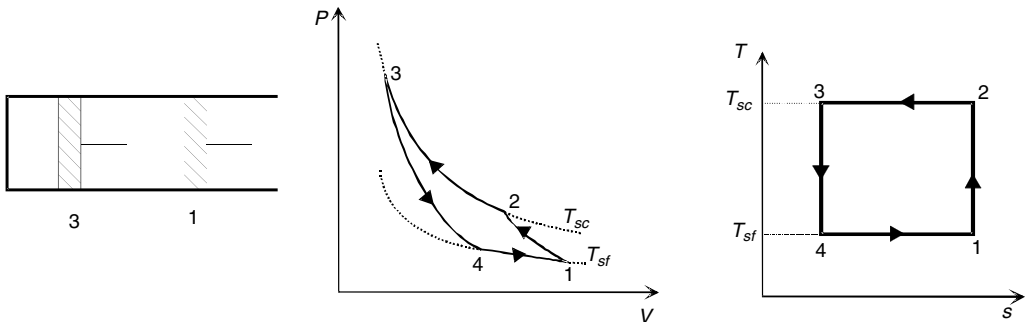


Figure 2.1 – Cycle de Carnot : à gauche, réalisation pratique du cycle de Carnot ; au centre, tracé du cycle de Carnot dans un diagramme (P, V) ; à droite, tracé du cycle dans un diagramme entropique.

thermique entre le fluide HP et le fluide BP, l'obtention d'un cycle ditherme exige de ne faire circuler qu'une fraction x de fluide frigorigène dans la branche HP de l'échangeur interne alors que la totalité du fluide frigorigène circule dans la branche BP de cet échangeur de chaleur. La fraction x est simplement déterminée par la condition que les enthalpies échangées dans les branches HP et BP de l'échangeur interne de

chaleur soient égales, soit :

$$x \Delta h_{HP} = \Delta h_{BP}$$

Supposant que l'échangeur de chaleur est idéal, la fraction, x , de fluide HP sort de l'échangeur interne à la basse température de l'évaporateur. Cette fraction, x , de fluide est alors détendue dans un organe de détente isotherme et réversible, ce qui produit du travail mécanique. La fraction, $(1-x)$, de fluide HP qui ne passe pas dans l'échangeur interne est détendue de la HP à la BP dans une turbine adiabatique réversible, le fluide BP ainsi produit à la température de l'évaporateur est introduit dans l'évaporateur. Si l'échangeur de chaleur est idéal et si toutes les autres transformations (compression et détente) sont réversibles, le cycle présenté sur la figure 2.3 est un cycle ditherme réversible, c'est donc un cycle de Carnot qui a le COP de Carnot. Le gain apporté par ce cycle est le plus important avec le cycle transcritique du CO_2 (figure 2.4) car, dans ce cas, le cycle de référence a un COP qui est très éloigné du cycle de Carnot. Un avantage d'une telle configuration est que l'on peut supprimer le refroidisseur de gaz (l'équivalent du condenseur dans un cycle transcritique) et l'on obtient l'architecture de cycle présentée sur la figure 2.5.

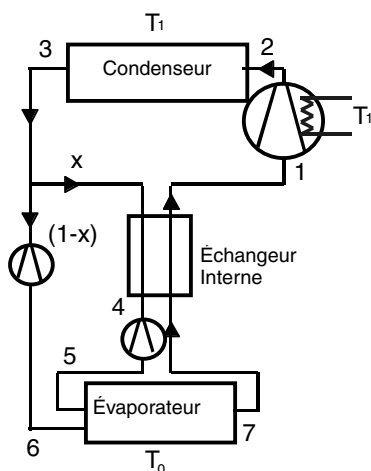


Figure 2.2 – Schéma de principe du nouveau cycle de Carnot.

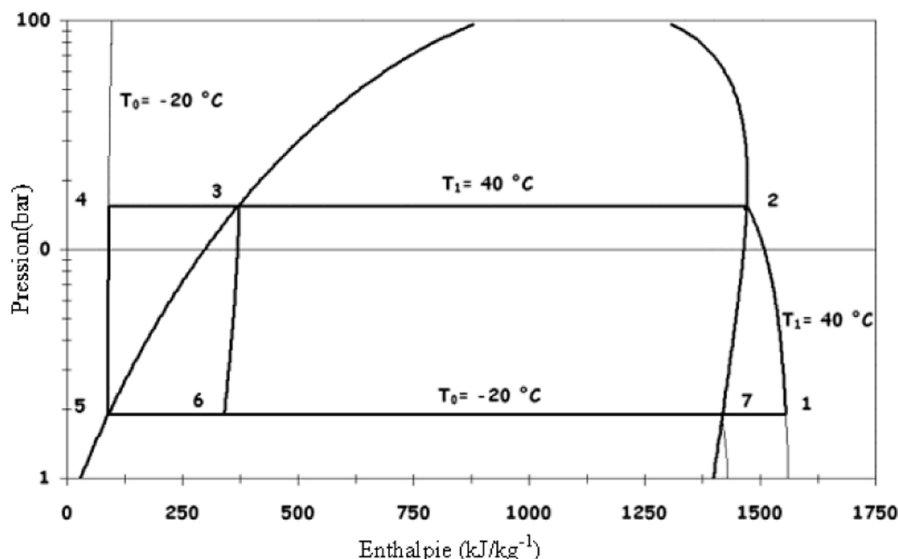


Figure 2.3 – Représentation dans un diagramme $(h, \log P)$ de l'ammoniac du nouveau cycle de Carnot.

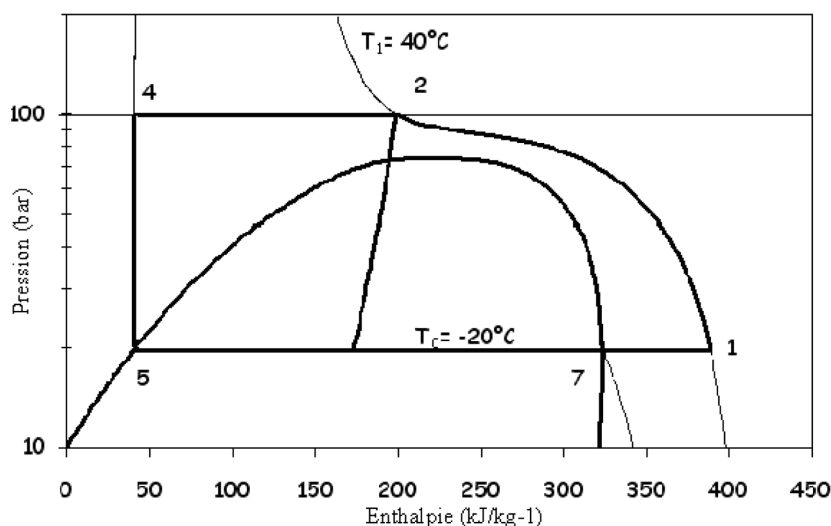


Figure 2.4 – Représentation dans un diagramme (h, LogP) du CO₂ du nouveau cycle de Carnot transcritique.

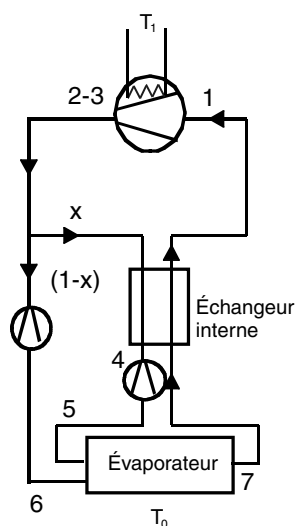


Figure 2.5 – Architecture du nouveau cycle de Carnot transcritique.

2.3 Cycle à compression mécanique de vapeur

2.3.1 Cycle de référence

Ce cycle est utilisé dans la quasi-totalité des installations de conditionnement d'air et de réfrigéra-

tion, c'est pourquoi il sera très largement commenté dans les chapitres suivants. Nous nous contenterons ici de rappeler qu'il est basé sur deux changements de phase et concerne donc des fluides dont la température critique est supérieure aux températures de fonctionnement. Néanmoins, l'intérêt porté au dioxyde de carbone comme fluide frigorigène est à l'origine d'une « redécouverte » des cycles transcritiques. Le cycle de référence n'est pas endoréversible : la détente au travers du détendeur (simple vanne de laminage) est irréversible. Néanmoins, il est possible de remplacer cette vanne de laminage par une turbine (un constructeur propose une unité, comportant une turbine comme organe de détente). Enfin, ce cycle n'est pas un cycle ditherme réversible à cause de la désurchauffe des vapeurs qui ne s'effectue pas à température constante.

Les composants de ce cycle (figure 2.6) sont donc : le compresseur et l'organe de détente plus l'évaporateur et le condenseur.

2.3.2 Cycle de réfrigération transcritique

Comme dans le cas du cycle de Linde (qui sera présenté § 2.5.1), ce cycle de réfrigération trans-critique encadre le point critique. La dif-

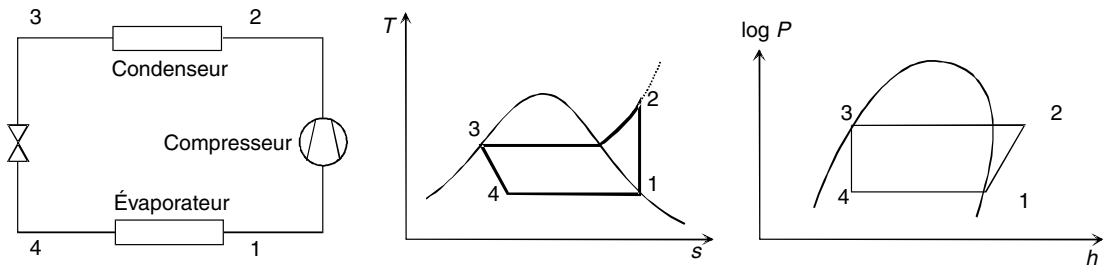


Figure 2.6 – Cycle à compression mécanique de vapeur : à gauche, schéma d'un circuit réalisant le cycle ; au centre, tracé du cycle dans un diagramme entropique ; à droite, tracé du cycle dans un diagramme enthalpique.

férence la plus importante par rapport au cycle de Linde est que l'on utilise généralement une compression adiabatique et non une compression isotherme. Nous venons de voir que la compression isotherme est prometteuse pour le cycle transcritique au CO_2 . Dans ce paragraphe, les deux cas de compression, adiabatique et isotherme, vont être analysés. Le cycle transcritique avec échangeur interne sera considéré. Si la compression est adiabatique, le cycle idéal comprend (figures 2.7 et 2.8) :

- une compression adiabatique réversible 1-2 ;
- un refroidissement isobare du fluide au dessus du point critique, au travers d'un refroidisseur de gaz 2-3 ;
- un refroidissement isobare complémentaire du gaz 3-4 (au travers de l'échangeur interne) obtenu par échauffement des vapeurs aspirées ;
- une détente au travers d'une vanne de laminage 4-5 ;
- une vaporisation isobare, 5-6 dans l'évaporateur, du liquide obtenu par la détente ;
- un échauffement, dans l'échangeur interne, de la vapeur produite 6-1.

Dans le cas de la compression isotherme (figures 2.9 et 2.10), les opérations sont identiques à celles de la compression adiabatique sauf pour la compression (1-2) et le refroidissement de gaz ((2-3) dans le cas adiabatique), qui sont maintenant obtenus au cours d'une seule opération, supposée réversible, 1-3. Les opérations du cycle sont alors les suivantes :

- une compression isotherme réversible 1-3 ;
- un refroidissement isobare complémentaire du gaz 3-4 (au travers de l'échangeur

interne) obtenu par échauffement des vapeurs aspirées ;

- une détente au travers d'une vanne de laminage 4-5 ;
- une vaporisation isobare 5-6, dans l'évaporateur, du liquide obtenu par la détente ;
- un échauffement, dans l'échangeur interne, de la vapeur produite 6-1.

Il est important de noter que dans un cycle idéal, les différences d'enthalpie 6-1 et 3-4 au travers de l'échangeur interne sont égales en valeur absolue car le débit massique est le même.

Les états thermodynamiques 1 et 3 étant les mêmes dans les deux cas (isotherme et adiabatique), les deux cycles ne diffèrent que par la transformation 1-3. Il est utile de remarquer que pour que cette compression isotherme puisse être réalisée dans le domaine super-critique

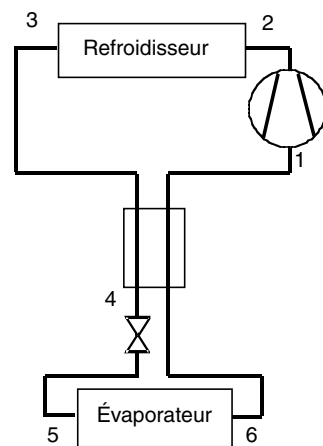


Figure 2.7 – Schéma de principe du cycle R-744 à compression adiabatique réversible.

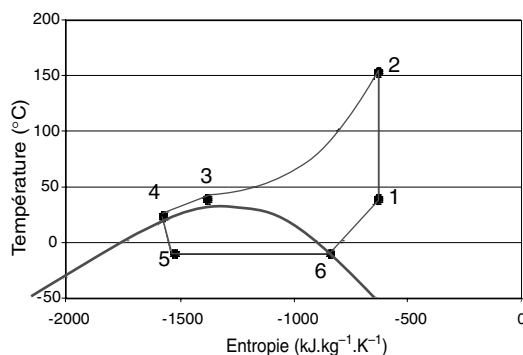
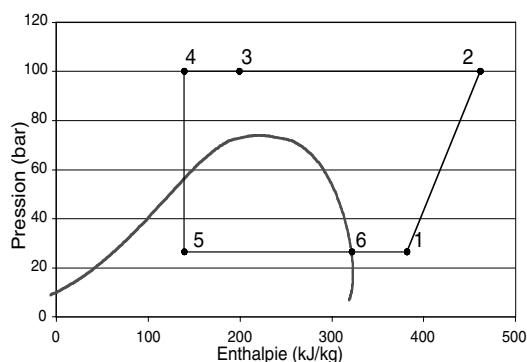


Figure 2.8 – Diagrammes du cycle R-744 à compression adiabatique réversible : à gauche, diagramme enthalpique (Log P, h) ; à droite, diagramme entropique (T, s).

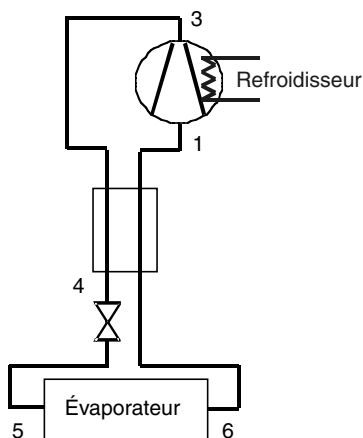


Figure 2.9 – Schéma de principe du cycle R-744 à compression isotherme réversible.

tique, la température des vapeurs basse pression en sortie de l'échangeur interne (et à l'aspiration dans le compresseur) doit être supérieure à la température critique.

Le tableau 2.1 donne les coordonnées thermodynamiques des points des deux cycles transcritiques au CO_2 , pour une évaporation à -10°C et une haute pression de 100 bar.

On note que l'on a bien $h_1 - h_6 = h_3 - h_4 = 60 \text{ kJ/kg}$; par ailleurs, le débit massique de CO_2 dans l'installation est constant. Pour un débit massique unitaire de fluide frigorigène, le bilan en régime permanent du système ouvert entre les points 1 et 3 (compression isotherme ou compression adiabatique + refroidissement) s'écrit dans les deux cas :

$$0 = w + q_{\text{ref}} + h_1 - h_3$$

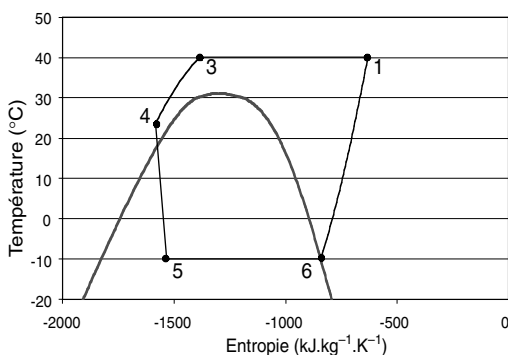
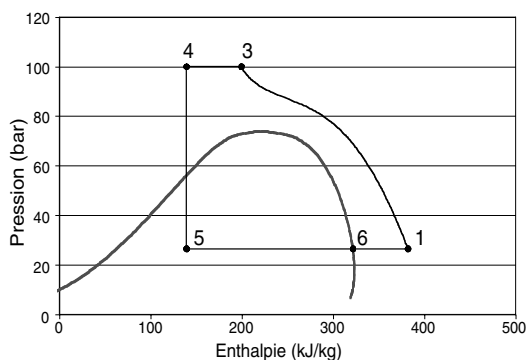


Figure 2.10 – Diagrammes du cycle R-744 à compression isotherme réversible : à gauche, diagramme enthalpique (Log P, h) ; à droite, diagramme entropique (T, s).

où q_{ref} est la chaleur à évacuer entre les états 1 et 3.

La somme $w + q_{\text{ref}}$ est la même pour les deux types de compression mais les travaux de compression et les chaleurs de refroidissement vont différer dans les deux cas. La compression isotherme étant supposée réversible, nous allons démontrer que la chaleur de refroidissement isotherme est inférieure (en valeur absolue) à la chaleur de refroidissement du gaz consécutive à une compression adiabatique et donc que le travail de compression isotherme est inférieur au travail de compression adiabatique. En effet, les premier et second principes, en régime permanent, s'écrivent dans les deux cas (pour un débit massique unitaire de fluide frigorigène) :

$$\text{Cas isotherme} \quad \begin{cases} w^{\text{iso}} + q_{\text{ref}}^{\text{iso}} = h_3 - h_1 \\ 0 = \frac{q_{\text{ref}}^{\text{iso}}}{T_{\text{ref}}} + s_1 - s_3 \text{ car } P(s) = 0 \end{cases}$$

$$\text{Cas adiabatique} \quad \begin{cases} w^{\text{ad}} + q_{\text{ref}}^{\text{ad}} = h_3 - h_1 \\ 0 = \frac{q_{\text{ref}}^{\text{ad}}}{T_{\text{ref}}} + s_1 - s_3 + P(s) \\ \text{avec } P(s) > 0 \end{cases}$$

On en déduit :

$$\text{et} \quad \underbrace{q_{\text{ref}}^{\text{iso}}}_{-} = \underbrace{T_{\text{ref}}(s_3 - s_1)}_{-}$$

$$\underbrace{q_{\text{ref}}^{\text{ad}}}_{-} = \underbrace{T_{\text{ref}}(s_3 - s_1)}_{-} - \underbrace{T_{\text{ref}}P(s)}_{-}$$

Compte tenu des signes, on a :

$$|q_{\text{ref}}^{\text{ad}}| > |q_{\text{ref}}^{\text{iso}}| \implies w_{\text{comp}}^{\text{iso}} < w_{\text{comp}}^{\text{ad}}$$

Dans le cas des points obtenus dans le tableau 2.1, on obtient :

$$w_{\text{comp}}^{\text{ad}} = 80 \text{ kJ/kg et } w_{\text{comp}}^{\text{iso}} = 53,5 \text{ kJ/kg}$$

La production frigorifique massique obtenue dans les deux cas est égale à la différence $h_6 - h_5$ (soit 182,5 kJ/kg) et le COP s'obtient par le rapport $\frac{h_6 - h_5}{w}$ ce qui donne :

$$\text{COP}_{\text{ad}} = 2,28 \text{ et } \text{COP}_{\text{iso}} = 3,4$$

Ces valeurs de COP sont à comparer au COP de Carnot qui vaut 5,26. Dans le cas adiabatique, le rendement thermodynamique n'est que de 0,43 alors qu'il atteint 0,65 dans le cas isotherme.

On observe une différence importante en faveur de la compression isotherme (+ 49 %). On voit tout l'intérêt qu'il y aurait à utiliser une compression isotherme en lieu et place de la compression adiabatique pour ce type de cycle. Si le compresseur est refroidi, il y aura un gain sur le COP par rapport au cas adiabatique, ce gain sera compris entre 0 et 49 % suivant la qualité du refroidissement.

2.4 Cycles à compression mécanique de gaz

Dans ces cycles, le changement de phase n'est plus utilisé. On se situe généralement à des températures nettement supérieures à la température critique si bien que l'hypothèse des gaz parfaits est généralement satisfaite.

Tableau 2.1 – Coordonnées des points caractéristiques des deux cycles trans-critiques au CO₂ à compression isotherme (1-3-4-5-6-1) et à compression adiabatique (1-2-3-4-5-6-1).

Points	T (°C)	P (bar)	h (kJ/kg)	s (J/(kg.K))
1	40	26,50	381,87	- 630,7
2	152,38	100	461,72	- 630,7
3	40	100	199,49	- 1 384
4	23,7	100	139,38	- 1 580
5	- 10	26,50	139,38	- 1 534
6	- 10	26,50	321,85	- 840

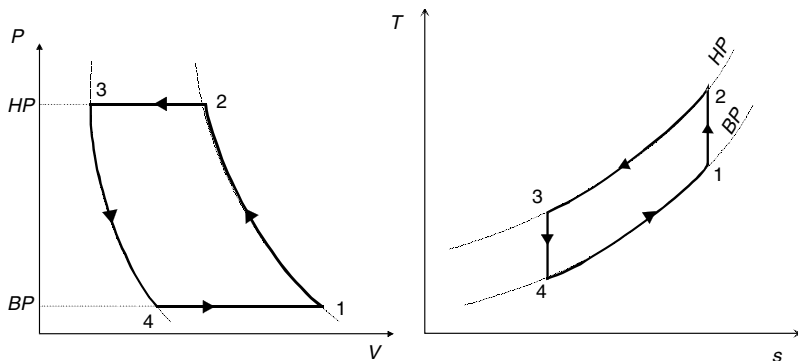


Figure 2.11 – Représentation d'un cycle ouvert de Joule dans un diagramme (P, V) et (T, s) .

2.4.1 Cycle de Joule-Brayton inverse

Le cycle idéal est un cycle ditherme endoréversible (figure 2.11) qui comprend deux isobares et deux adiabates (donc deux isentropes). Ce cycle peut être réalisé avec un circuit fermé comprenant quatre composants (figure 2.12) : un compresseur et une turbine à gaz, tous deux adiabatiques et réversibles, et deux échangeurs de chaleur (un échangeur basse température où est produit le froid et un échangeur haute température où a lieu le rejet thermique). Dans ce cycle, le compresseur et la turbine sont réversibles mais le couplage aux sources extérieures de chaleur ne s'effectue pas à température constante : nous sommes en présence d'un cycle endoréversible où des irréversibilités de couplage aux sources extérieures de chaleur existent. Dans le cas du cycle fermé, le fluide frigorigène utilisé est généralement de l'hélium.

Le cycle de Joule peut également être réalisé à l'aide d'un circuit ouvert : ce cycle comprend, comme le précédent, un compresseur ainsi qu'une turbine adiabatiques et un échangeur haute température où a lieu le rejet thermique ; mais il utilise l'air comme fluide frigorigène si bien que l'échangeur de chaleur basse température est supprimé et de l'air frais est soufflé dans le local à climatiser (figure 2.13). C'est le cycle généralement utilisé pour la climatisation des avions. Dans ce cas, de l'air comprimé est prélevé après un étage moyenne pression en entrée dans le réacteur. Cet air est ensuite traité par un cycle de Joule inverse et l'air frais pro-

duit est ultérieurement distribué dans la cabine après brassage avec de l'air extrait.

Revenons au cycle fermé pour en étudier le bilan. L'application du premier principe à l'unité de masse de fluide décrivant le cycle donne :

$$q_{sc} + q_{sf} + w_t + w_c = 0 \quad (2.1)$$

soit :

$$w_{ut} = w_t + w_c = -(q_{sc} + q_{sf}) \quad (2.2)$$

où w_{ut} est le travail utilisé et w_t est le travail négatif délivré par la turbine alors que w_c est le travail positif de compression. La variation d'enthalpie pour les deux transformations isobares est donnée par :

$$dh_p = c_p dT \quad (2.3)$$

La chaleur rejetée à la source chaude est égale à :

$$q_{sc} = q_{2-3} = h_3 - h_2 = c_p(T_3 - T_2) \quad (2.4)$$

alors que de son côté, le froid produit est donné par :

$$q_{sf} = q_{4-1} = h_1 - h_4 = c_p(T_1 - T_4) \quad (2.5)$$

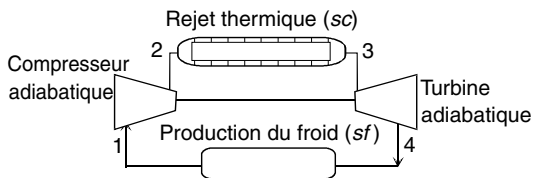


Figure 2.12 – Schéma de principe des composants d'un cycle de Joule fonctionnant en circuit ouvert.

si bien que le travail mécanique utilisé est obtenu simplement :

$$w_{ut} = c_p [(T_2 - T_3) + (T_4 - T_1)] \quad (2.6)$$

Les points 1 et 2 sont sur une isentrope de même que les points 3 et 4 si bien que, pour un gaz parfait, l'on a :

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad \text{et} \quad \frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{P_3}{P_4}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \quad (2.7)$$

Comme 2-3 et 1-4 sont deux isobares, on a $P_2 = P_3$ et $P_4 = P_1$ et :

$$\frac{T_2}{T_1} = \frac{T_3}{T_4} = \left(\frac{P_2}{P_1}\right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} = n \quad (2.8)$$

où n est le rapport thermométrique de compression.

La température T_4 du point le plus froid dépend de la température T_3 et donc de l'efficacité du refroidissement de la source chaude. On obtient, après calcul :

$$\text{COP} = \frac{q_{sf}}{w_{ut}} = \frac{1}{n-1} = \frac{T_4}{T_3 - T_4} \quad (2.9)$$

Noter que le COP dépend du fluide par l'intermédiaire de γ et du taux de compression qui interviennent dans le calcul de n .

À titre d'exemple, supposons que le taux de compression soit égal à 7 et que l'air soit le fluide utilisé ($\gamma = 1,4$) ; on trouve $n = 1,74$ et $\text{COP} = 1,35$. L'air au refoulement de la compression isentropique se trouvera à 513 K soit 240 °C si l'air aspiré est à 20 °C. Si la température T_3 est de 320 K, la température T_4 de l'air détendu sera de 184 K, soit - 89 °C.

Les cycles de réfrigération à air sont largement utilisés pour la climatisation des avions. Le taux

de compression est faible : de l'ordre de 2 à 4. Récemment, avec l'apparition des problèmes d'environnement liés aux fluides frigorigènes, le cycle à air est testé, en Allemagne, pour la climatisation ferroviaire sur plusieurs rames de train à grande vitesse. Un des avantages du cycle à air est de ne pas être sensible aux changements d'inclinaison car il ne comporte pas de liquide alors qu'un cycle à compression de vapeur peut être sensible aux forts changements d'inclinaison liés aux transports ferroviaires, maritimes ou aériens.

2.4.2 Cycle de Stirling inverse

C'est en 1817 que Stirling a proposé sa première application de cycle à régénération pour production d'énergie motrice. Herschel proposa d'utiliser ce même cycle pour la réfrigération en 1834 et Kirk décrivit un réfrigérateur utilisant le cycle inverse de Stirling en 1874. Ce cycle a ensuite été largement utilisé par la société Philips pour la liquéfaction de l'air à partir de 1954.

Le cycle comporte deux isothermes et deux isochores (figure 2.14). Pour réaliser ce cycle, l'arrangement le plus couramment utilisé comprend : un cylindre avec un piston à déplacement alternatif plus un régénérateur (milieu poreux à capacité thermique élevée) annulaire et un déplaceur. Le rôle du piston est de permettre la compression ou la détente du gaz pendant les phases de variation de volume, respectivement 1-2 et 3-4 (figure 2.14) alors que le rôle du déplaceur est de permettre le déplacement du gaz pendant les phases isochores (à volume constant), respectivement 2-3 et 4-1. C'est au cours du déplacement que le phénomène de régénération a lieu : le gaz échange, avec le régénérateur, la chaleur qui avait été stockée par ce même gaz dans la phase isochore précédente (les courbes 4-1 et 2-3 sont parallèles dans le diagramme (T,s) , ce qui signifie que les chaleurs mises en jeu sont égales). Dans la mesure où la chaleur échangée, à température variable, dans les deux phases isochores l'est au sein du cycle *via* le régénérateur, le résultat est que l'échange de chaleur avec les sources extérieures de chaleur s'effectue à deux températures constantes. Nous sommes donc en pré-

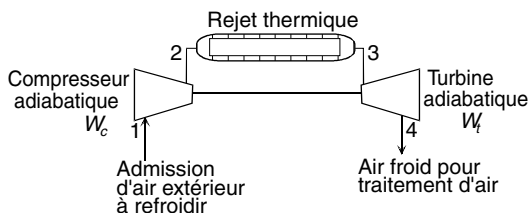


Figure 2.13 – Schéma de principe des composants d'un cycle inverse de Joule fonctionnant en circuit fermé.

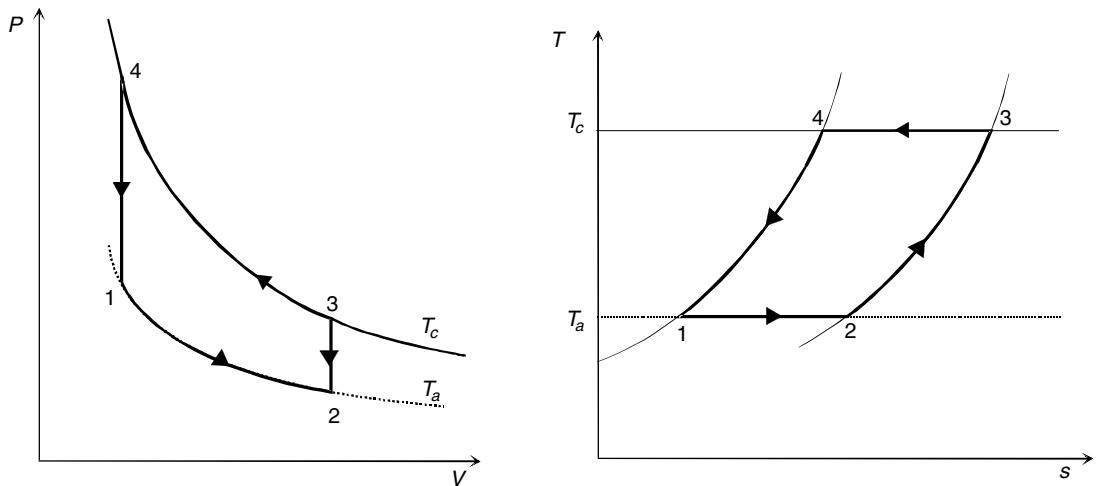


Figure 2.14 – Représentation d'un cycle de Stirling inverse dans les diagrammes (P, V) et (T, s).

sence d'un véritable cycle ditherme, de plus réversible. Son efficacité est donc nécessairement égale à celle du cycle de Carnot correspondant à ces deux niveaux de température. La difficulté à réaliser ce cycle réside dans la difficulté à concevoir un régénérateur performant. Dans la pratique, le régénérateur n'est jamais parfait si bien que le COP réel est toujours inférieur au COP de Carnot.

Un cycle de Stirling inverse permet d'atteindre la température de liquéfaction de l'air (78,65 K soit près de $-200\text{ }^{\circ}\text{C}$) en un seul étage. C'est la raison pour laquelle ce système a été développé et commercialisé pour la liquéfaction de l'air (figure 2.15). Ce cycle est encore largement utilisé dans les niches que sont les micro-cryo-réfrigérateurs mais il est concurrencé par les cycles à tube pulsé.

2.4.3 Cycle à tube pulsé

■ Tube pulsé

Au début des années 1960, Gifford et Longworth ont introduit la notion de tube pulsé qui est une version dérivée du cycle inverse de Stirling dans laquelle le piston et le régénérateur sont conservés mais le déplumeur est supprimé. Le schéma de principe (dans sa version avec orifice) est présenté figure 2.16, où

l'on a un tube pulsé muni d'un échangeur à chacune de ses extrémités. Ce tube est fermé à une de ses extrémités et de l'autre côté, il est relié à un piston *via* un régénérateur. La pulsation du gaz (généralement de l'hélium) est générée par le piston. Au cours de la compression, le gaz est déplacé vers l'extrémité fermée du tube alors que sa température s'élève à cause de la compression. La chaleur de la compression est évacuée par l'échangeur haute température. En revanche, au cours de la détente le gaz est déplacé vers l'extrémité ouverte du tube alors que sa température s'abaisse suite à la détente. La production du froid a lieu au niveau de l'échangeur situé à l'extrémité ouverte du tube. Comme dans le cas du cycle de Stirling, le régénérateur placé entre le piston et le tube permet l'échange de chaleur pour le gaz déplacé au cours des deux phases de compression et de détente. C'est notamment grâce au régénérateur que l'échauffement du point froid lors de la compression est limité. Un avantage déterminant du tube pulsé est que toutes les pièces en mouvement sont à température ambiante ce qui augmente fortement la fiabilité par rapport au cycle de Stirling. Néanmoins, contrairement au cycle de Stirling, ce cycle n'est plus un cycle ditherme réversible et le COP du cycle idéal d'un tube pulsé est inférieur au COP de Carnot.

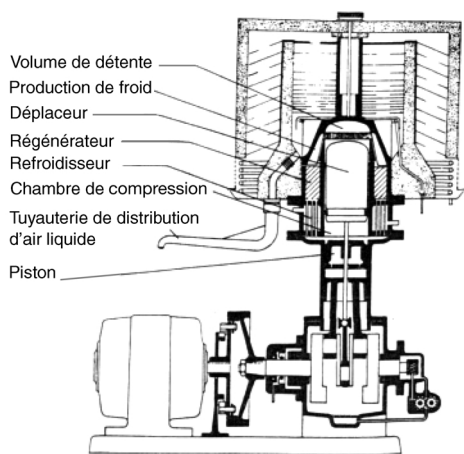


Figure 2.15 – Schéma d'un liquéfacteur d'air utilisant un cycle de Stirling inverse.

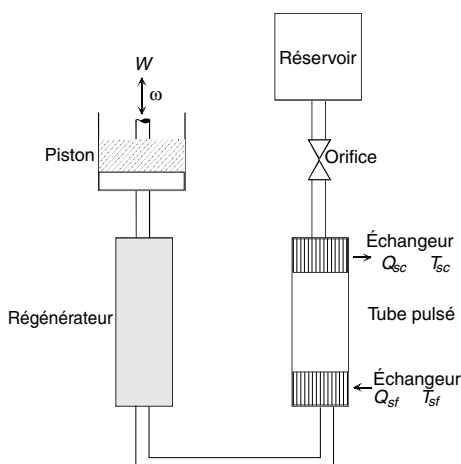


Figure 2.16 – Tube pulsé avec orifice.

En fait, on peut montrer que pour fonctionner, le tube doit être ouvert. Une version du tube pulsé à orifice consiste à relier l'extrémité fermée du tube à un réservoir *via* une vanne (figure 2.16). Cette procédure permet d'améliorer de façon appréciable la performance du cycle.

Le COP idéal d'un tel tube (version dite « tube pulsé à orifice ») est égal à :

$$\text{COP} = \frac{T_{sf}}{T_{sc}} \quad (2.10)$$

où T_{sf} est la température de production du froid et T_{sc} est la température du rejet thermique. Lorsqu'on compare ce COP au COP de Carnot,

on en déduit que le tube à gaz pulsé ne présente un intérêt pour la production du froid qu'aux très basses températures quand $\frac{T_{sf}}{T_{sc}} \approx \frac{T_{sf}}{T_{sc} - T_{sf}}$.

■ Réfrigérateur thermo-acoustique

Le gaz d'un tube soumis à des oscillations par un piston peut entrer en résonance. Lorsqu'un tel état est atteint, un ventre et un nœud de pression sont créés qui se traduisent par l'apparition d'un point chaud et d'un point froid dans le tube. S'ils sont reliés à des sources extérieures de chaleur, ces points froid et chaud peuvent être utilisés pour faire fonctionner un cycle thermodynamique du type réfrigération ou pompe à chaleur. Les préoccupations environnementales visant à réduire l'utilisation des HFC incite à poursuivre les efforts de R&D sur la thermo-acoustique dans deux directions :

- les basses températures (de l'ordre de 200 K), ce pourrait être une bonne alternative à l'utilisation du R-23 ou du R-508B ;
- la climatisation ou la réfrigération aux alentours de la température ambiante.

Néanmoins, les applications commerciales semblent encore éloignées.

2.5 Cycles à gaz à compression mécanique et à détente avec changement de phase

Les cycles à compression mécanique des vapeurs sont utilisés dans une gamme de température inférieure à la température critique des fluides utilisés ; par ailleurs, les cycles à compression mécanique de gaz sont utilisés dans une gamme de température supérieure à la température critique des fluides utilisés. De leur côté, les cycles à détente, qui vont être considérés maintenant, sont utilisés dans une gamme de température qui encadre la température critique des fluides utilisés. De fait, les cycles à détente sont utilisés pour la liquéfaction des gaz dont la température critique est inférieure à la température ambiante (liquéfaction de l'azote et de l'hélium par exemple). La première caractéristique de ces cycles est d'utiliser la détente Joule-Thomson qui permet de

produire du liquide à partir d'une détente au travers d'une simple vanne de laminage, à condition d'une part, d'être en dessous de la température d'inversion et d'autre part, que la détente soit suffisante. Un point essentiel à mentionner est que l'effet produit par cette détente Joule-Thomson est nul pour un gaz parfait. Pour de tels cycles, au voisinage de cette détente, l'hypothèse des gaz parfaits ne s'applique donc pas. La seconde caractéristique de ces cycles est de devoir opérer avec des taux de compression très élevés (50 voire plus), dans ces conditions les températures de refoulement pour une compression isentropique seraient trop élevées si bien que l'on utilise des compresseurs fortement refroidis : la compression, pour le cycle idéal, est donc assimilée à une compression isotherme.

2.5.1 Cycles à détente libre

On appelle cycles à détente libre, les cycles dans lesquels on utilise la détente Joule-Thomson pour la liquéfaction et dans lesquels aucune turbine de détente n'est utilisée.

■ Cycle de liquéfaction à détente libre (cycle de Linde)

Le cycle idéal de Linde (figure 2.17) comprend :

- une compression isotherme du gaz 1-2 ;
- un refroidissement 2-3 du gaz (au travers d'un échangeur contre-courant) obtenu par l'échauffement 5-1 du gaz non liquéfié ;

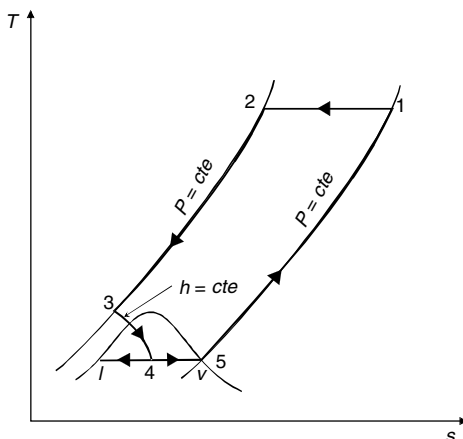


Figure 2.17 – Représentation du cycle de Linde dans un diagramme (T, s).

- une détente au travers d'une vanne de laminage 3-4 (détente isenthalpique).

Après cette détente on obtient une fraction y de liquide et une fraction (1 - y) de vapeur. Cette vapeur froide est envoyée dans un échangeur à contre-courant et sert à refroidir le gaz comprimé à température ambiante.

Les composants utilisés pour ce cycle sont représentés dans la figure 2.18.

Pour l'écriture du premier principe, on choisit le système limité par le cadre en pointillés. Ce système n'échange ni chaleur ni travail mécanique avec l'extérieur dans la mesure où le compresseur n'est pas dans le système et où le détendeur est une simple vanne de laminage (détente libre) qui n'échange ni travail ni chaleur avec l'extérieur. Ce système échange uniquement de la matière avec l'extérieur : un débit de gaz entre au point 2, un débit de liquide ($\dot{m}_L$) sort en dessous du réservoir de liquide et un débit de gaz non liquéfié sort dans l'état thermodynamique du point 1. La conservation de la masse en régime stationnaire nous dit que le débit gazeux entrant dans le système est égal à la somme des débits sortants (gaz non liquéfié plus liquide). En régime permanent, le premier principe s'écrit :

$$\dot{m}h_2 - \dot{m}_L h_L - (\dot{m} - \dot{m}_L)h_1 = 0 \quad (2.11)$$

où l'on a tenu compte que :

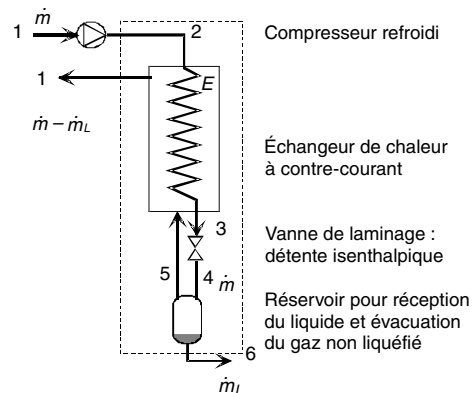


Figure 2.18 – Unité de liquéfaction pour cycle de Linde idéal. Le trait en pointillés représente le système thermodynamique utilisé pour appliquer le premier principe.

- le gaz comprimé rentre avec le débit $\dot{m} > 0$ et l'enthalpie h_2 dans le système ;
- le liquide sort du système avec le débit $\dot{m}_L > 0$ et l'enthalpie h_L ;
- le gaz non liquéfié sort avec le débit $(\dot{m} - \dot{m}_L) > 0$;
- par hypothèse, l'échangeur est idéal du point de vue thermique et sans perte de charge ; le gaz sort donc à la pression atmosphérique et à la température ambiante avec l'enthalpie h_1 .

L'équation (2.11) permet de déterminer le taux de liquéfaction y , défini par :

$$y = \frac{\dot{m}_L}{\dot{m}} = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_L} \quad (2.12)$$

Notons que pour un gaz parfait, l'enthalpie ne dépend que de la température, donc $h_2 = h_1$ et $y = 0$: le cycle de Linde ne peut pas conduire à une liquéfaction pour un gaz parfait. De plus, pour qu'une liquéfaction ait lieu, il faut que $y > 0$ soit $h_1 - h_2 > 0$. La condition est que le coefficient de Joule-Thomson soit positif à la température de la compression (généralement la température ambiante). Ce cycle ne peut donc s'appliquer avec succès qu'aux *fluides dont la température d'inversion est supérieure à la température de compression*.

Rappel : le coefficient de Joule-Thomson μ_{JT} est défini par :

$$\mu_{JT} = \left(\frac{\partial T}{\partial P} \right)_h = - \frac{v - T \left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_P}{c_P} \quad (2.13)$$

Ce coefficient peut être positif ou négatif, la température à laquelle il s'annule s'appelle la température d'inversion.

Pour un gaz parfait, nous avons : $Pv = RT$ si

bien que $\left(\frac{\partial v}{\partial T} \right)_P = \frac{R}{P}$, ce qui conduit, d'après l'équation (2.13), à $\mu_{JT} = 0$.

Par ailleurs :

$$\left(\frac{\partial h}{\partial P} \right)_T = - \left(\frac{\partial h}{\partial T} \right)_P \left(\frac{\partial T}{\partial P} \right)_h = -c_P \mu_{JT}$$

$$h_2 - h_1 = \int_{P_1}^{P_2} \left(\frac{\partial h}{\partial P} \right)_T dP = - \int_{P_1}^{P_2} c_P \mu_{JT} dP$$

Si le produit $c_P \mu_{JT}$ est constant, on obtient :

$$h_1 - h_2 = c_P \mu_{JT} (P_2 - P_1) \quad (2.14)$$

$h_1 - h_2$ est donc positif si μ_{JT} est positif (pour $(P_2 - P_1) > 0$) et est donc d'autant plus grand que μ_{JT} et $(P_2 - P_1)$ sont élevés. Ce critère élimine trois fluides cryogéniques pour lesquels le cycle de Linde ne conduit pas à la liquéfaction à partir d'une compression à température ambiante : le néon, l'hydrogène et l'hélium (tableau 2.2).

En revanche pour des gaz comme l'azote, l'oxygène, la liquéfaction est possible depuis une simple compression isotherme à température ambiante.

Pour calculer l'énergie mécanique massique nécessaire pour la compression, on utilise le résultat pour la compression isotherme réversible :

$$w_c = (h_2 - T_a s_2) - (h_1 - T_a s_1) = ex_2 - ex_1$$

w_c est l'énergie de compression isotherme, à la température T_a , pour une masse unitaire de gaz et ex_2 et ex_1 sont les exergies du fluide. On note que l'énergie spécifique n'est plus une simple différence d'enthalpie, ce qui explique que ce soit le diagramme entropique et non le diagramme enthalpique qui est utilisé pour représenter ces cycles. Pour une masse unitaire de liquide, il faut diviser par le taux de liquéfaction pour obtenir l'énergie massique de liquéfaction :

$$\frac{w_c}{y} = (h_1 - h_L) \left[\frac{T_a (s_1 - s_2)}{h_1 - h_2} - 1 \right] \quad (2.15)$$

D'après les relations (2.11) et (2.9), on voit que si l'on augmente le taux de compression, on augmente le taux de liquéfaction. On aura donc intérêt à opérer avec un taux de compression aussi élevé que le permet la technologie.

Deux remarques sur ce cycle :

- Il ne s'applique que pour les gaz dont la température d'inversion est supérieure à la température de compression.
- Le taux de liquéfaction ne dépend que des propriétés du fluide en trois points : le gaz avant et après compression et le liquide en sortie. La connaissance de l'état du gaz avant la détente isenthalpique (point 3) n'est pas nécessaire.

Des améliorations visant à augmenter le taux de liquéfaction peuvent être apportées au cycle de Linde : prérefroidissement (ou cycle à cascade), cycle à deux pressions par exemple.

Tableau 2.2 – Températures maximale d'inversion et normale d'ébullition pour divers fluides.

Gaz	Température maximale d'inversion (K)	Température d'ébullition normale (K) à 1 atm
Au-dessus de la température ambiante		
R-717 (ammoniac)	1 994	239,8
R-744 (dioxyde de carbone)	1 500	194,6
R-50 (méthane)	939	111,7
R-740 (argon)	794	87,4
R-732 (oxygène)	761	90,1
R-728 (azote)	621	77,37
R-729 (air)	603	78,8
En dessous de la température ambiante		
Néon (R-20)	250	27,2
Hydrogène (R-702)	205	20,39
Hélium 4 (R-704)	40	4,2

■ Cycle de réfrigération à détente libre

Le cycle précédent pourrait parfaitement être utilisé pour la réfrigération. Supposons que le fluide frigorigène liquide soit vaporisé dans un évaporateur à basse température (figure 2.19) ; en régime permanent, le même flux de masse rentre dans et sort du système thermodynamique ouvert qui échange la puissance $\dot{Q}_0$ avec l'extérieur à la basse température, et le bilan s'écrit maintenant :

$$\dot{Q}_0 = \dot{m}(h_5 - h_4) \quad (2.16)$$

L'énergie mécanique spécifique de compression est toujours donnée par :

$$w_c = (h_2 - T_a s_2) - (h_1 - T_a s_1) = ex_2 - ex_1 \quad (2.17)$$

et le COP est égal à :

$$\text{COP} = \frac{h_5 - h_4}{ex_2 - ex_1} \quad (2.18)$$

Le COP de ce cycle est faible (moins de 10 % du COP de Carnot). Afin de l'améliorer, il est possible de sophistiquer le cycle, par exemple en utilisant deux compressions ou encore en

prérefroidissant le gaz en utilisant un cycle à compression mécanique de vapeur.

2.5.2 Cycles à détente avec travail extérieur

Dans les cycles à détente avec travail extérieur, on utilise toujours la détente de Joule-Thomson pour la liquéfaction mais maintenant, une turbine de détente est de plus utilisée.

■ Cycle de liquéfaction à détente avec travail extérieur (cycle de Claude)

Dans le cycle de Linde, la détente au travers d'une vanne de laminage est un processus irréversible. Si l'on veut se rapprocher d'un cycle idéal, on a tout intérêt à remplacer ce processus irréversible par un processus réversible. C'est ce qui se produirait si l'on introduisait une turbine, idéalement réversible à la place de la vanne de laminage. Néanmoins, si ceci est possible d'un point de vue thermodynamique, ceci est délicat d'un point de vue technologique car cela reviendrait à introduire une détente humide, de plus à basse température. La technologie des turbines accepte difficilement de telles détentes humides. C'est pour-

quoi, on n'utilise pas la turbine exactement en lieu et place de la vanne de laminage mais on l'utilise à une pression nettement plus élevée afin d'être sûr d'obtenir une détente sèche. Le cycle de Claude (figure 2.20) est donc nécessairement plus complexe qu'un cycle de Linde. En effet, la totalité du fluide ne décrit pas le même cycle. Une partie du fluide subit une détente au travers d'une turbine (cette partie du fluide ne se liquéfie pas). En revanche, de son côté, la partie du fluide qui se liquéfie, passe encore au travers d'une vanne de laminage. L'objectif de la turbine est double :

- refroidir violemment le gaz (refroidissement beaucoup plus efficace qu'au travers d'une vanne de laminage) ;
- produire du travail mécanique. Lorsqu'il est récupéré, ce travail mécanique permet de diminuer d'autant le travail mécanique à prélever sur l'extérieur pour la compression initiale du gaz. Néanmoins, ce travail mécanique n'est pas toujours récupéré et il est souvent dissipé dans un frein. L'utilisation ou non de l'énergie mécanique produite n'affecte pas, comme nous allons le voir plus loin, le taux de liquéfaction mais affecte le rendement énergétique.

L'objectif majeur de la détente au travers de la turbine n'est pas d'obtenir du travail mécanique, mais de refroidir le gaz efficacement. En

effet, après cette détente au travers de la turbine, le gaz refroidi et sous basse pression est mélangé avec le gaz basse pression non liquéfié qui vient d'être détendu au travers de la vanne de laminage. La totalité de ce gaz basse pression sert à refroidir, au travers de l'échangeur contre-courant, le gaz haute pression que l'on veut liquéfier. L'intérêt de la détente au travers de la turbine tient au fait que cette fraction x de gaz détendu n'a pas besoin d'être refroidie par les vapeurs froides. En conséquence, la fraction $(1 - x)$ du gaz qui est refroidie est beaucoup mieux refroidie que dans le cas d'un cycle de Linde et, comme nous allons le voir, le bilan pour la liquéfaction est positif. L'échangeur contre-courant comprend un côté HP, qui va depuis le compresseur vers la vanne de laminage (2-4 sur la figure 2.21), et un côté BP, qui va depuis la sortie du liquéfacteur vers l'atmosphère (V-1 sur la figure 2.21). Cet échangeur est maintenant composé de trois sections : la totalité du gaz HP circule dans une première section mais seulement une fraction x de ce gaz est envoyée dans la turbine. L'autre fraction $(1 - x)$ du gaz HP est envoyée au travers de la seconde section de l'échangeur. Le second sectionnement de l'échangeur correspond au retour du gaz en sortie de turbine qui est envoyé dans le circuit BP. Ce gaz se mélange au gaz qui vient du liquéfacteur. Une troisième

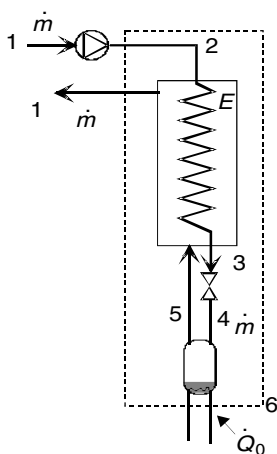


Figure 2.19 – Unité de réfrigération utilisant un cycle de Linde.

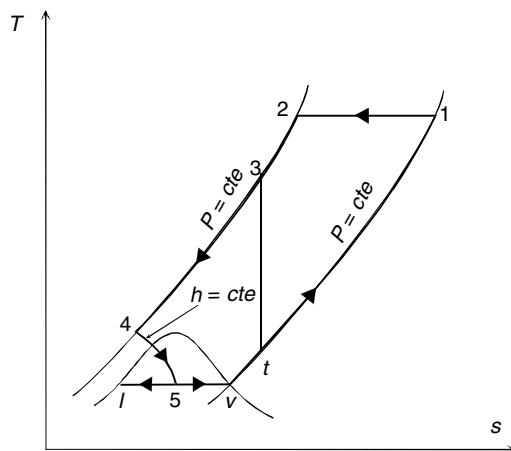


Figure 2.20 – Représentation d'un cycle de Claude dans un diagramme (T, s) .

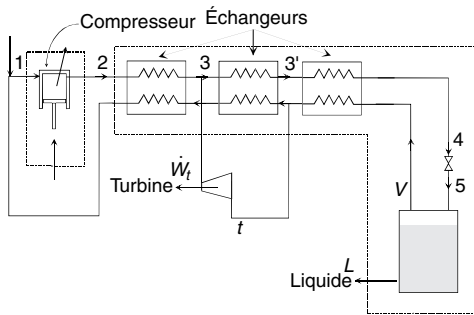


Figure 2.21 – Unité de liquéfaction pour cycle de Claude.

section d'échangeur sert éventuellement à renforcer le refroidissement du gaz HP à l'aide du gaz très froid provenant du liquéfacteur.

Les bilans conduisent au taux de liquéfaction, y , qui est maintenant égal à :

$$y = \frac{h_1 - h_2}{h_1 - h_L} + x \frac{h_3 - h_t}{h_1 - h_L} \quad (2.19)$$

Le premier terme de l'équation (2.19) représente le rendement de liquéfaction du cycle de Linde et le second terme représente l'amélioration apportée par la détente au travers de la turbine. De l'équation (2.19), on peut tirer l'impression que le taux de liquéfaction est d'autant plus élevé que la fraction de fluide qui est détendue dans la turbine est élevée. Mais, il faut faire attention car h_3 et h_t dépendent de x . En effet, l'état du gaz en 3 dépend de l'état du gaz en V qui est lui-même le résultat, pour partie, du refroidissement occasionné par la détente au travers de la turbine. Pour positionner les points dans le diagramme entropique, il faut, en fait, effectuer les bilans détaillés sur chaque section d'échangeur connaissant x .

Dans le cas où la température d'inversion est inférieure à la température de compression, $h_1 - h_2$ est négatif et la condition pour qu'il y ait liquéfaction est donc que :

$$x(h_t - h_3) > h_2 - h_1$$

Travail de liquéfaction : le cycle comporte donc une compression isotherme et une détente adiabatique. Tout le débit gazeux passe au travers du compresseur alors que seulement une partie x de ce débit passe au travers du détendeur.

Leur. Le travail de compression isotherme réversible est à nouveau donné par :

$$w_c = (h_2 - T s_2) - (h_1 - T s_1)$$

Le travail récupéré sur la turbine adiabatique réversible est donné par :

$$w_t = x(h_t - h_3) \quad (2.20)$$

Le travail net de compression par unité de masse de gaz comprimé est alors égal à :

$$w_{\text{net}} = w_c + w_d = (h_2 - T_1 s_2) - (h_1 - T_1 s_1) + x(h_t - h_3) \quad (2.21)$$

compte tenu de l'équation (2.19), le travail net de compression par unité de masse de gaz comprimé s'écrit :

$$w_{\text{net}} = T_1(s_1 - s_2) - y(h_1 - h_L)$$

et le travail net de compression par unité de fluide liquéfié s'obtient :

$$\frac{w_{\text{net}}}{y} = \frac{T_1(s_1 - s_2)}{y} - (h_1 - h_L) \quad (2.22)$$

■ Cycle de réfrigération à détente avec travail extérieur

Comme dans le cas de la détente libre, le cycle de Claude peut être utilisé pour produire du froid à partir du liquide produit ; il doit être envisagé pour des températures de production du froid inférieures à la température de l'air liquide (77 K).

2.6 Cycle à compression thermique de vapeurs

Ce cycle sera discuté dans le détail au chapitre 9 de cet ouvrage, nous nous contenterons ici de le présenter. Comme le cycle à compression mécanique de vapeurs, ce cycle comprend deux isobares (l'une à haute pression HP et l'autre à basse pression BP) avec changement de phase liquide/vapeur. Le passage du liquide de la HP à la BP s'effectue, comme dans le cas de la compression mécanique de vapeur, au travers d'un organe de détente (capillaire ou vanne de lami-

nage). Mais la compression des vapeurs entre la BP et la HP s'effectue en utilisant le phénomène physique de la sorption. Le fluide frigorigène est absorbé (s'il s'agit d'un cycle à absorption liquide) ou adsorbé (s'il s'agit d'un cycle à sorption solide). Le sorbant (liquide ou solide) est alors mis en contact thermique avec une source chaude et une source froide ce qui permet au fluide frigorigène de décrire un cycle comprenant deux isoconcentrations (cas de l'absorption liquide) ou deux isostères (cas de l'adsorption) et deux isobares. Ce cycle fonctionne avec trois sources de chaleur : la source froide où le

froid est produit (correspondant à la température de l'évaporateur), la source chaude d'où vient l'énergie thermique utile pour la régénération du sorbant et enfin la température intermédiaire de rejet thermique pour le condenseur mais également pour le refroidissement du sorbant. Il faut noter que les échanges de chaleur du sorbant avec les sources extérieures de chaleur s'effectuent à température variable. On ne se trouve pas dans les conditions idéales d'un cycle tritherme. Afin de s'en rapprocher, des cycles à régénération sont conçus où de la chaleur est échangée au sein du cycle.

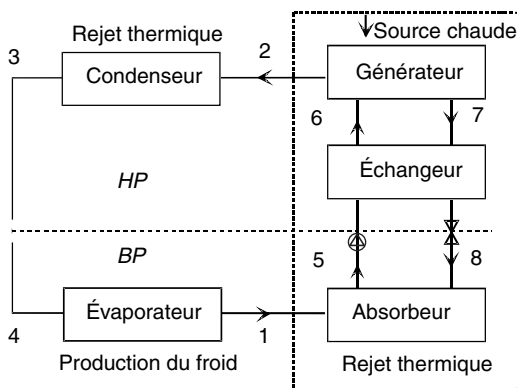


Figure 2.22 – Unité de production du froid à sorption.

2.7 Le froid magnétique

Le froid magnétique est connu depuis 1881 lorsqu'Otto Warburg a observé la variation de température dans du fer soumis à un champ magnétique. L'utilisation de cet effet magnéto-calorique a été longtemps cantonnée à la cryogénie pour atteindre des températures inférieures à celles obtenues par pompage sur de l'hélium 4 et de l'hélium 3, c'est-à-dire des températures inférieures à 0,3 K.

Ce sont les cycles à désaimantation adiabatique utilisant des sels paramagnétiques. Cependant, dès 1976, des applications proches de la température ambiante ont également été étudiées. À

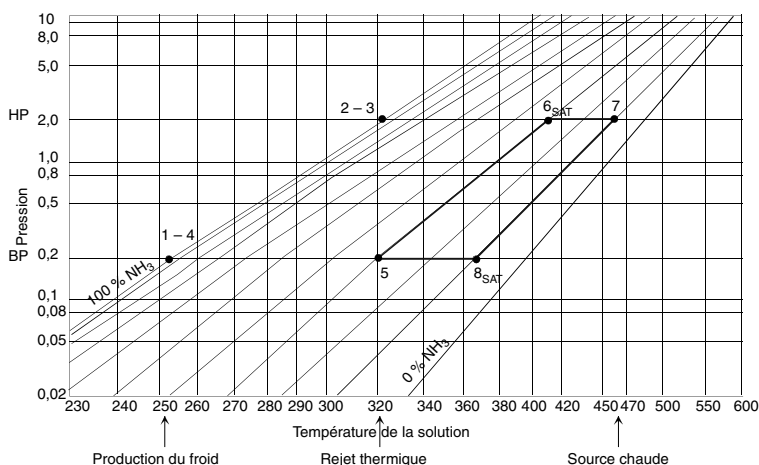


Figure 2.23 – Représentation d'un cycle à absorption à simple effet dans un diagramme $\text{Log}(P, T)$ avec P en MPa et T en K.

partir de la fin des années 1980, suite aux menaces sur les CFC et les HCFC, on a assisté à une recrudescence d'études sur ce sujet.

D'un point de vue thermodynamique, le froid magnétique est intéressant dans la mesure où l'effet magnétocalorique se substitue à l'effet thermomécanique des cycles à compression mécanique. C'est ainsi que, dans ces cycles, le matériau magnétique joue le rôle du gaz et le champ magnétique celui de la pression dans le cas d'un cycle à compression mécanique de gaz. D'un certain point de vue, le matériau magnétique est le nouveau vecteur frigorigène. L'entropie massique du matériau magnétique dépend maintenant de la température et du champ magnétique et sa variation, sous l'effet d'une variation de température et/ou de champ magnétique est donnée par :

$$ds = \frac{c_H}{T} dT + \mu_0 v \left(\frac{\partial M}{\partial T} \right)_H dH \quad (2.23)$$

où c_H est la capacité thermique à champ magnétique constant, μ_0 la perméabilité du vide, v le volume massique du matériau magnétique, H le champ magnétique et M l'aimantation.

Pour l'analogie avec un cycle à gaz à compression mécanique, rappelons que l'entropie du gaz parfait est donnée par :

$$ds = \frac{c_p}{T} dT - r \frac{dP}{P} \quad (2.24)$$

où c_p est la capacité thermique à pression constante et r est la constante du gaz ($r = \frac{R}{M}$ avec M masse molaire et R constante des gaz parfaits).

La variation de température adiabatique réversible (donc isentropique) du matériau magnétique est donnée par :

$$dT = -\frac{T}{c_H} \mu_0 v \left(\frac{\partial M}{\partial T} \right)_H dH \quad (2.25)$$

Pour rappel, pour un gaz parfait, on obtient :

$$\frac{dT}{T} = \frac{r}{c_p} \frac{dP}{P} \quad (2.26)$$

Qui, lors d'une compression ou une détente isentropique, conduit à l'équation (2.7)

présentée plus haut :

$$\frac{T_2}{T_1} = \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

Avec un matériau magnétique jouant le rôle d'un fluide frigorigène, on peut alors concevoir des cycles comme pour un gaz. Un cycle de Carnot est à nouveau constitué de deux isothermes et deux isentropes. De même, des cycles de Ericsson, Joule ou encore Stirling sont proposés.

En 1976, Brown avait utilisé le gadolinium comme matériau magnétique en mettant en œuvre un cycle de Ericsson à régénération (AMR : *Active Magnetic Regeneration*). Le système de Brown est basé sur un système magnétique tournant soumis à deux zones de champ magnétique : une zone à champ fort et une zone à champ faible et utilisant l'eau glycolée comme fluide d'échange.

Le système de Steyert est également basé sur un matériau magnétique (en forme d'anneau) et tournant (figure 2.24) soumis à deux champs magnétiques dans deux zones (l'un élevé et l'autre faible) mais cette fois, c'est un cycle s'apparentant à un cycle de Joule qui est utilisé (figure 2.25). Les flèches sur cette figure correspondent à l'évolution du matériau magnétique, noter qu'à température constante, l'entropie augmente lorsque le champ magnétique diminue : le désordre magnétique (donc l'entropie élevée) est à faible champ magnétique. Le fluide d'échange, l'eau, circule à contre-courant par rapport à la rotation de l'anneau magnétique. Le fluide rentre dans la zone de faible champ magnétique (point 1) où il va être refroidi par l'effet de désaimantation. Ce fluide refroidi (point 2), va permettre de compenser la charge frigorigère de l'utilisation. Ensuite, il sera orienté vers la zone à fort champ magnétique où il s'échauffera (3-4) en prélevant la chaleur d'aimantation. Il passera alors dans un échangeur de chaleur où il libèrera une partie de la chaleur emmagasinée par son passage dans la zone de champ magnétique fort. Il recommencera ensuite un nouveau cycle en pénétrant dans la zone de faible champ magnétique.

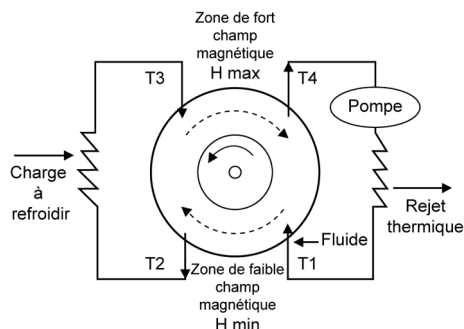


Figure 2.24 – Représentation schématique du système magnétique de Steyert (d'après B.F. Yu et al., *Int. J. of Refr.*, 2003)

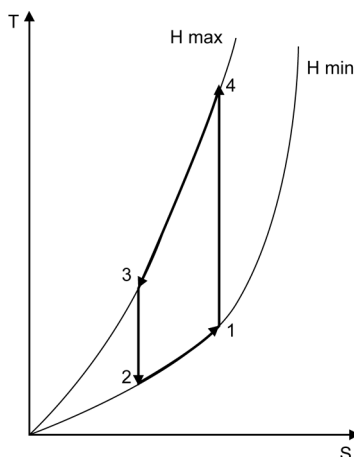


Figure 2.25 – Cycle magnétique de Joule

Le matériau magnétique (l'équivalent du gaz pour un cycle de Joule à gaz) décrit un cycle (1-2-3-4) comprenant deux isentropes et deux courbes iso-champ magnétique. À la différence du cycle de Joule à gaz (figures 2.11 et 2.12) qui nécessite une turbine et un compresseur afin d'assurer les transformations isentropiques, dans le cycle de Joule magnétique, la « détente » et la « compression » magnétiques sont assurées par la variation du champ magnétique, la réponse de l'aimantation à la variation du champ magnétique étant l'équivalent de la réponse du volume à la variation de pression pour le gaz.

Actuellement, de nombreuses recherches sur des matériaux à fort effet magnéto calorifique

sont effectuées. Parmi les matériaux privilégiés, on peut citer le gadolinium et ses alliages, les alliages à base de lanthane, etc. Ces recherches sont essentielles car le matériau conditionne la capacité frigorifique maximale du cycle qui sera la plus grande dans une configuration de cycle d'Ericsson ou de Stirling.

C'est ainsi que la capacité frigorifique théorique maximale est obtenue lors d'une désaimantation isotherme du matériau à la température de Curie (T_c) :

$$\dot{q}_{0\max} = T_c \Delta s(T_c) \quad (2.27)$$

La variation d'entropie dépend de la variation d'amplitude du champ magnétique qui est généralement comprise entre 2 et 5 Tesla. La variation d'entropie à 5 T est typiquement comprise entre 5 et 15 J.kg⁻¹K⁻¹ pour de nombreux alliages mais une valeur de 74 J.kg⁻¹K⁻¹ a été obtenue avec le Mn_{1,1}Fe_{0,9}(P_{0,8}Ge_{0,2}) ce qui permet d'espérer des progrès dans ce domaine.

La puissance frigorifique, quant à elle dépend, de plus, de la fréquence de rotation du matériau magnétique :

$$\dot{q}_{0\max} = T_c \Delta s(T_c) f \quad (2.28)$$

Où f est la fréquence de rotation en Hertz. Les puissances élevées s'obtiennent en augmentant la fréquence mais au détriment du COP car celui-ci diminue (à cause de frictions internes) lorsque la fréquence, donc la puissance, augmente.

À titre indicatif, une variation d'entropie de 10 J.kg⁻¹K⁻¹ pour un alliage de gadolinium ayant une température de Curie de 300 K conduit à une capacité frigorifique maximale de 3 kJ par kg d'alliage. Une fréquence de rotation de 5 Hz donnerait une puissance frigorifique maximale de 15 kW par kg de matériau magnétique, ce qui est une valeur intéressante. La réalité est moins séduisante car tout le matériau n'est pas actif en permanence et il y a le poids des autres composants. Néanmoins, cela permet de réaliser que cette technologie est intéressante.

Actuellement les études de développement du froid magnétique à un étage démontrent qu'il

est compétitif, d'un point de vue technique, avec le froid à compression mécanique à faible fréquence (donc à faible puissance) et à écart de température modéré entre la température de source froide (qui doit être supérieure à environ -15°C) et celle de la source chaude.

Dans ces conditions, ce procédé semble prometteur en priorité pour les applications dans le froid ménager (avec un cycle à cascade pour un congélateur) et en climatisation.

Les atouts actuels de ce procédé sont :

- une technologie verte n'ayant pas de contribution directe à l'effet de serre ;
- des performances thermodynamiques élevées à faible puissance et à écart de température modéré conduisant à une faible consommation d'énergie et une faible contribution indirecte à l'effet de serre ;
- pas de bruit.

Les handicaps actuels de cette technologie viennent de :

- la masse importante des aimants ;
- le coût élevé des matériaux magnétiques utilisés ;
- la faible puissance par masse ou volume de matériel.

Compte tenu de ces handicaps, c'est l'application à faible puissance des réfrigérateurs ménagers qui semblerait la plus prometteuse. Mais, ces matériels utilisent actuellement des hydrocarbures comme fluides frigorigènes et ne sont donc pas concernés par les menaces qui pèsent sur les HFC. L'avantage d'être silencieux pourrait être valorisé pour les petits réfrigérateurs dans les chambres d'hôtels qui, généralement, utilisent un cycle à absorption.

Quant aux applications à plus forte puissance pour la climatisation, des progrès doivent être obtenus afin de réduire la masse des aimants et surtout de réduire le coût.

3.1 Introduction historique

Avant de présenter dans le détail les fluides frigorigènes, une rapide introduction historique s'impose pour situer le problème ; les contraintes liées à la protection de l'environnement et à la sécurité des personnes sont de plus en plus fortes et sont à l'origine de bouleversements profonds dans les habitudes professionnelles. En particulier, les derniers fluides de synthèse développés dans les années 1990 sont déjà pratiquement condamnés à terme, et certains des critères de sélection pour des remplaçants sont radicalement modifiés.

L'utilisation de la compression de vapeur pour la production du froid a commencé avec des fluides dits naturels. Dans son *Histoire du Froid artificiel*, Thévenot attribue à Cullen, en 1755, la réalisation de la première maquette de laboratoire de production de froid artificiel par vaporisation de l'eau sous pression réduite. L'invention de la production du froid par compression de vapeur est attribuée à Perkins en 1834. En 1856, Harrison développe le premier compresseur fiable pour la production du froid. Trois fluides frigorigènes s'imposent à cette époque : le dioxyde de carbone (CO_2) en 1866, l'ammoniac (NH_3) en 1873 et le dioxyde de soufre (SO_2) en 1874, alors que le chlorure de méthyle trouvera également des adeptes à partir de 1878. Dans le même temps, la production de froid par absorption est inventée par Carré en 1859. Enfin la détente de l'air pour la production de froid est introduite vers la même époque par Kirk en 1862.

Le vingtième siècle a vu le développement de la chaîne du froid que ce soit dans les transports,

dans l'entreposage ou dans les meubles frigorigènes de vente ou à usage domestique.

Les fluides naturels présentaient tous des inconvénients pour leur manipulation ; c'est dans les années 1930 que les chimistes ont proposé les chlorofluorocarbures (CFC) comme fluides frigorigènes. Les CFC sont des fluides beaucoup plus facilement manipulables.

Les CFC sont des chlorofluorocarbures saturés qui contiennent du chlore, du fluor et du carbone mais ne contiennent pas d'hydrogène. En conséquence, ils sont très stables d'un point de vue chimique. Les HCFC sont des hydrochlorofluorocarbures qui contiennent à nouveau du chlore, du fluor et du carbone mais, cette fois, ils contiennent de l'hydrogène. Ils sont moins stables chimiquement que les CFC. Enfin, les HFC sont des hydrofluorocarbures qui ne contiennent plus de chlore mais contiennent du fluor, du carbone et de l'hydrogène. Ils sont encore moins stables chimiquement que les HCFC. Ne contenant plus de chlore, comme nous le verrons plus loin, ils n'affectent pas la couche d'ozone.

L'intérêt des CFC venait de leur stabilité, leur aspect inoffensif pour l'utilisateur (absence de toxicité, ininflammables). Leur apparition a ainsi rapidement détrôné de nombreux fluides frigorigènes comme le CO_2 , le SO_2 ou le chlorométhane (CH_3Cl) qui étaient encore largement utilisés à cette époque. Parmi les fluides naturels, le seul qui ait réellement résisté à la pénétration des CFC est l'ammoniac. Pendant environ 60 ans, les CFC et HCFC ont dominé le secteur des fluides frigorigènes (à l'exception remarquée de l'ammoniac) sans contestation. Mais depuis une vingtaine d'années, c'est le bouleversement : les CFC ont été éliminés, les

HCFC sont en voie de l'être et les HFC développés très récemment pour les remplacer sont déjà interdits dans certains secteurs (climatisation mobile). Face aux menaces d'interdiction qui pèsent sur ces molécules, certains industriels ont fait le choix radical de ne pas utiliser de HFC et d'opter pour de l'ammoniac et/ou du CO_2 . Dans ce contexte, un chapitre sur les fluides frigorigènes doit bien sûr comporter un paragraphe sur des fluides naturels encore minoritaires, bien que de plus en plus utilisés (hydrocarbures, dioxyde de carbone, eau, air), mais aussi sur les dernières molécules proposées par les chimistes.

3.1.1 Couche d'ozone, réchauffement climatique

Si le processus naturel régulant la concentration de l'ozone stratosphérique est connu depuis 1930 (Cycle de Chapman), il faut attendre 1974 pour que Rowland et Molina découvrent le rôle des CFC dans la destruction de cet ozone. Le protocole de Montréal (1987) planifie l'éradication des substances appauvrissant la couche d'ozone (dont les CFC et les HCFC). Cette éradication arrive à son terme dans les pays développés (voir § 3.3.2).

À la fin du XX^e siècle, le réchauffement climatique apparaît comme une menace inquiétante. Le CO_2 , le méthane et les oxydes d'azote sont les principales substances mises en cause mais également tous les halocarbures, dont les HFC. Le contrôle et la réduction des émissions de gaz à effet de serre (GES) sont régis par le protocole de Kyoto, rédigé sous l'égide de la CCNUCC et entré en vigueur en 2005. Chacun des 190 pays signataires s'engage à respecter un objectif de diminution de ses émissions totales de GES (la référence étant l'année 1990). Pour la communauté Européenne, la réaction a consisté en une série de règlements et directives de plus en plus contraignants pour l'utilisation de fluides frigorigènes, qui entrent désormais dans la catégorie des déchets. Les derniers actes européens en rapport avec le protocole de Kyoto sont d'une part, le règlement CE n° 842/2006 du Parlement Européen et du Conseil du 17 mai 2006 relatif à certains

gaz fluorés à effet de serre qui durcit très fortement les conditions de production, mise sur le marché européen, négoce et utilisation des GES et d'autre part, la Directive « F-gas » 2006/40/CE du Parlement Européen et du conseil du 17 mai 2006 concernant les émissions provenant des systèmes de climatisation des véhicules à moteur et modifiant la directive 70/156/CEE du Conseil. Ces deux derniers actes seront commentés dans les paragraphes suivants, mais il est important de souligner que la directive « F-gaz » revient entre autres à interdire le R-134a actuellement utilisé pour chaque véhicule à compter du 1^{er} janvier 2011 Certains industriels possédant des parcs importants ont d'ailleurs anticipé une interdiction des HFC en décidant de remplacer les installations au R-22 par de nouvelles à l'ammoniac et ammoniac/ CO_2 . Les chimistes, de leur côté, proposent de nouvelles molécules ou de nouveaux mélanges sans action sur la couche d'ozone, et avec un effet négligeable sur le réchauffement planétaire.

3.2 Nomenclature des fluides frigorigènes

La nomenclature des fluides frigorigènes est très précise et elle suit la norme ISO 817. Elle concerne aussi bien les fluides halogénés que les fluides naturels. Pour caractériser un fluide frigorigène, on utilise une notation du type : **R-WXYZ** où R veut dire *refrigerant* qui signifie « fluide frigorigène » en anglais.

Un fluide frigorigène halogéné comprend quatre types d'atomes : carbone (C), chlore (Cl), fluor (F), et hydrogène (H). Le carbone est un atome tétravalent alors que le fluor, le chlore et l'hydrogène sont des atomes monovalents. Si la molécule du fluide halogéné contient un seul atome de carbone (composés dérivés du méthane CH_4), elle comprendra quatre autres atomes monovalents. Cela conduit à 15 configurations possibles, parmi lesquelles 7 correspondent à des fluides frigorigènes (figure 3.1). La série des fluides frigorigènes dérivés du méthane comporte un hydrocarbure, le méthane, trois CFC, les

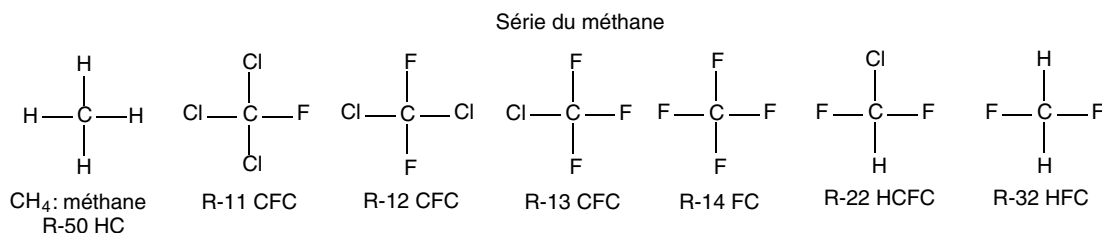


Figure 3.1 – Fluides frigorigènes de la série du méthane.

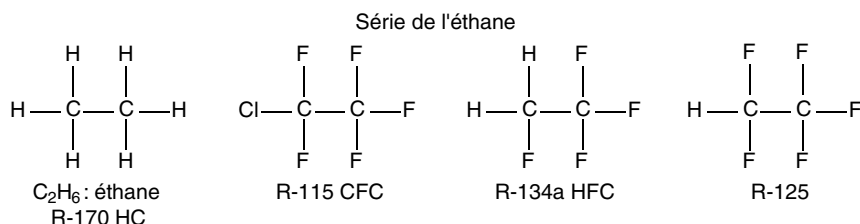


Figure 3.2 – Exemples de fluides frigorigènes de la famille de l'éthane.

R-11, R-12 et R-13, un HCFC, le R-22, un HFC, le R-32 et un fluorocarbure, le R-14.

Si une molécule contient deux atomes de carbone (composés dérivés de l'éthane C₂H₆), elle comprendra six autres atomes monovalents. Dans ce cas, des isomères peuvent exister ; la figure 3.2 montre une partie des fluides frigorigènes à partir de l'éthane.

Si la molécule contient trois atomes de carbone (composés dérivés du propane C₃H₈), elle comprendra huit autres atomes monovalents et ainsi de suite. Bien entendu, il est possible que des molécules contiennent également des liaisons doubles, pour en savoir plus sur ce point, il est recommandé de se reporter à un ouvrage de chimie. Nous avons mentionné qu'un CFC est un composé halogéné qui ne comprend pas d'atome d'hydrogène. D'un autre côté, un HFC est un composé qui ne contient pas d'atome de chlore et pour lequel la somme des atomes d'hydrogène et de fluor doit être égale au nombre de liaisons autres qu'entre atomes de carbone.

3.2.1 Corps purs halogénés

Avec la nomenclature retenue, W représente le nombre de doubles liaisons C=C ; le chiffre le plus à droite (Z) donne le nombre d'atomes de fluor dans la molécule :

Z = nombre de F

Le second chiffre en partant de la droite (Y) est égal au nombre d'atomes d'hydrogène + 1 :

Y = nombre de H + 1

Le troisième chiffre en partant de la droite (X), lorsqu'il existe, donne le nombre d'atomes de carbone - 1 :

X = nombre de C - 1

Si X = 0 (nombre à deux chiffres), il y a un seul carbone dans la molécule et c'est un composé halogéné dérivé du méthane (voir figure 3.1). Lorsque la molécule peut donner lieu à des isomères, une lettre minuscule est utilisée pour caractériser la symétrie de la molécule. C'est ainsi que le R-134 (CF₃CH₂F), dont la molécule est présentée figure 3.3, possède plusieurs isomères en plaçant différemment les deux atomes d'hydrogène.

À côté de cette classification pour les corps purs halogénés, il existe une classification spéciale pour les composés organiques (classe des 600), une autre pour les composés inorganiques (classe des 700) et enfin deux classes pour les mélanges de fluides halogénés selon que ce sont des mélanges azéotropes (classe des 500) ou des mélanges zéotropes (classe des 400).

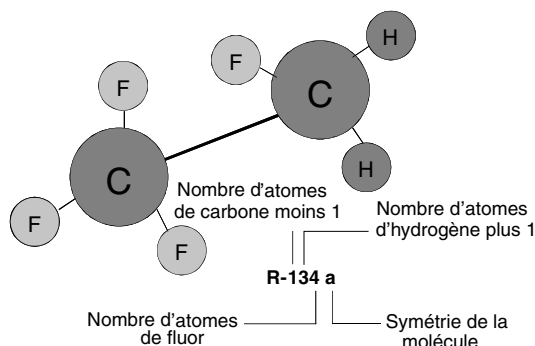


Figure 3.3 – Représentation d'une molécule de R-134a.

3.2.2 Mélanges zéotropes (série 400)

Un mélange zéotrope est un mélange dont les compositions en phase vapeur et en phase liquide diffèrent lorsque les deux phases coexistent (voir la présentation détaillée § 3.4). Ces mélanges se voient attribuer un numéro au fur et à mesure de leur découverte. Le numéro (par exemple 404) correspond à un mélange répertorié (en l'occurrence R-125/143a/134a) et la lettre qui suit (A pour ce cas précis) correspond à une composition déposée (44/52/4 pour le R-404A, chiffres donnés en pourcentage massique). La lettre majuscule A, B ou C est affectée dans l'ordre aux différentes compositions déposées.

404 : R-125/143a/134a	404A : (44/52/4)
407 : R-32/125/134a	407C : (23/25/52)
410 : R-32/125	410A : (50/50)
413 : R-600a/218/134a	413A : (3/9/88)
417 : R-600/125/134a	417A : (3,4/46,6/50)

Les nombres donnés dans la parenthèse représentent la composition massique du mélange. À titre d'information, il existe deux mélanges de R-32/125/134a autres que le R-407C avec des concentrations respectives de (20/40/40) et (10/70/20) appelés R-407A et R-407B, qui ne sont pas utilisés.

Il faut être vigilant car des mélanges de HFC peuvent contenir des fluides inflammables : le R-32, difluorométhane, utilisé dans le R-407C et le R-410A est un fluide moyennement inflammable. De même, le R-600 utilisé dans le R-417A est un hydrocarbure hautement inflammable. Néanmoins dans ces trois cas cités, les fluides frigorigènes qui résultent du mélange sont classés non inflammables. En ce qui concerne le R-413A (classé A2), les fuites éventuelles ainsi que le mélange restant dans l'équipement peuvent être légèrement inflammables. Le classement des fluides frigorigènes vis-à-vis de la sécurité fait l'objet d'une norme (FD E35 430) et sera présenté dans le paragraphe 3.3.3.

Exemple

Le R-413A, proposé comme substitut au R-12, contient du R-600a (isobutane, C_4H_{10}) qui est un hydrocarbure fortement inflammable, du R-218 (C_3F_8 , octafluoropropane) et du R-134a (1,1,1,2-tétrafluoroéthane, CF_3CH_2F). Le résultat est un fluide frigorigène classé A2 moyennement inflammable dans la composition de pire cas (voir § 3.3.3).

3.2.3 Mélanges azéotropes (série 500)

Un mélange azéotrope se comporte comme un corps pur (voir § 3.4.2). Un mélange azéotrope très utilisé a été le CFC R-502. Ce mélange, comprenant en masse 48 % de HCFC R-22 et 51,2 % de CFC R-115, est interdit de production depuis le 31 décembre 1994. Actuellement, les HFC R-508A et R-508B sont utilisés pour les basses températures. De plus, lorsqu'un mélange zéotrope présente un glissement faible (inférieur à 1 °C), on parle alors de fluide quasi azéotropique mais on le classe néanmoins toujours dans la catégorie des fluides zéotropes (c'est le cas du R-404A dont le glissement de température sous 1 bar est de 0,9 °C). Enfin lorsqu'un mélange zéotrope présente un glissement encore plus faible (inférieur à 0,3 °C), il est usuel de l'appeler fluide azéotrope (c'est le cas du R-410A dont le glissement à 1 bar est inférieur à 0,1 °C).

3.2.4 Hydrocarbures (série 600) et composés inorganiques (série 700)

■ Hydrocarbures (série 600)

Les composés organiques contenant du carbone et de l'hydrogène les plus utilisés en production du froid sont les hydrocarbures. Néanmoins, les hydrocarbures légers (jusqu'au propane inclus) sont déjà classés avec les composés halogénés dans la mesure où on peut les considérer comme des hydrocarbures halogénés sans halogène. Dans ce cas, puisqu'ils ne contiennent pas de fluor, on a $Z = 0$ et comme tous les atomes autres que le carbone sont des atomes d'hydrogène, on a $Y = 5, 7$ ou 9 pour un nombre d'atomes de carbone égal à $1, 2$ ou 3 . C'est ainsi que le méthane (CH_4 , R-50), l'éthane (C_2H_6 , R-170) et le propane (C_3H_8 , R-290) sont classés avec la règle valable pour les corps purs halogénés. En revanche, le butane (C_4H_{10} , R-600) est classé dans la catégorie des 600. Si on avait voulu classer le butane avec les corps purs, il aurait fallu prendre $Y = 11$, ce qui aurait été un problème. De même, l'isobutane (R-600a) se trouve dans la classe des R-600.

■ Composés inorganiques (série 700)

Pour les composés inorganiques, la règle consiste à utiliser simplement la masse molaire après le 7. Des mélanges peuvent éventuellement exister dans cette catégorie. C'est ainsi que le R-723, dont la masse molaire est égale à 23, est un mélange azeotrope comportant, en masse, 60 % de NH_3 et 40 % de DME (diméthyléther). On trouve alors :

R-717 : ammoniac NH_3 , $M = 17 \text{ g.mol}^{-1}$

R-718 : eau H_2O , $M = 18 \text{ g.mol}^{-1}$

R-723 : ammoniac NH_3 + dyméthyléther

DME, $M = 23 \text{ g.mol}^{-1}$

R-744 : dioxyde de carbone CO_2 ,

$M = 44 \text{ g.mol}^{-1}$

3.2.5 Composés insaturés R-WXYZ

Les composés insaturés sont bien connus pour être moins stables que les composés saturés. Cette propriété peut devenir un avantage vis à vis de l'effet de serre car des molécules insaturées auront une durée de vie moindre dans l'atmosphère que les molécules saturées. Il ne faut donc pas s'étonner que de telles substances soient proposées.

Pour la nomenclature, ces molécules sont caractérisées par l'apparition du chiffre W devant le triplet XYZ présenté plus haut où W est le nombre de doubles liaisons présentes dans la molécule.

Pour l'instant, seuls des composés à une seule double liaison sont proposés.

Une première catégorie concerne les hydrocarbures avec un fluide, l'éthylène (C_2H_4 , R-1150) utilisé pour les très basses températures.

Mais une deuxième catégorie apparue récemment, dont l'avenir est encore incertain, concerne les HFC. Leur principale qualité est de présenter, comme nous le verrons plus loin, un GWP très faible.

Deux isomères du $\text{C}_3\text{F}_4\text{H}_2$ sont ainsi proposés par les chimistes : le HFO R-1234yf ($\text{CF}_3\text{CF}=\text{CH}_2$) pour la climatisation mobile et le HFO-1234ze ($\text{CHF}=\text{CHCF}_3$) pour la climatisation stationnaire.

Les chimistes tentent d'imposer l'appellation HFO (pour hydrofluoroléfine) en lieu et place de HFC pour ces molécules de HFC insaturés à faible GWP. En effet, ces molécules, ne comprenant que des atomes d'hydrogène, de fluor et de carbone, peuvent être classées dans les HFC, mais leur double liaison carbone les range aussi parmi les oléfines.

3.3 Propriétés recherchées pour les fluides frigorigènes

Les contraintes d'environnement ont conduit à des changements importants des règles de l'art qui étaient basées sur des contraintes thermodynamiques et techniques. C'est ainsi que nous allons rappeler les anciennes règles de l'art et insister sur les nouvelles contraintes et leurs conséquences pour le choix des fluides.

3.3.1 Les anciennes règles de l'art

Pour une bonne utilisation des fluides frigorigènes, les propriétés recherchées, basées sur des considérations thermodynamiques et techniques étaient :

- une température critique élevée car le COP et la puissance frigorifique du cycle de base augmentent avec la température critique du fluide (figure 3.4) ;
- des pressions d'utilisation comprises entre la pression atmosphérique et 20 à 25 bar pour des raisons techniques (pour les hautes pressions, il s'agit de répondre à la directive des équipements sous pression, anciennement réglementation des appareils à pression de vapeur et pour les basses pressions, on évite de travailler en dessous de la pression atmosphérique) ;
- un taux de compression raisonnable (nettement inférieur à 10 pour les applications courantes) pour avoir un rendement volumétrique correct au niveau du compresseur ;
- des COP et puissances frigorifiques volumiques élevés ;
- la sécurité (toxicité faible, non inflammable, non explosif) ;

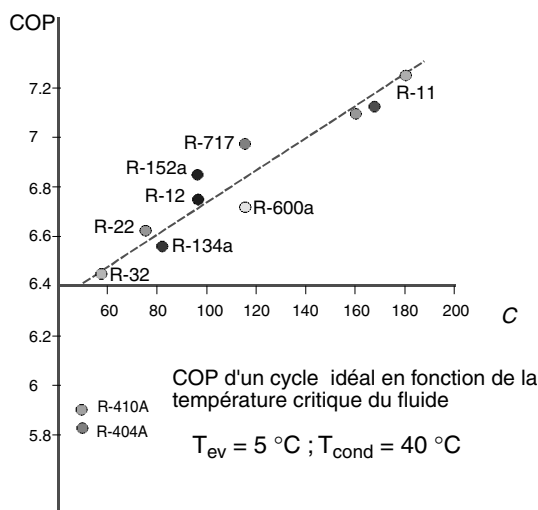


Figure 3.4 – Influence du point critique sur les performances du cycle de base.

- compatibilité avec les huiles pour la lubrification des compresseurs, et avec les métaux ou matériaux utilisés (cuivre, acier, élastomères...) ;
- non dangereux pour l'environnement, ni la sécurité ni la santé des personnes.

Sur la base des cinq premiers critères énoncés ci-dessus, les CFC et HCFC étaient naturellement sélectionnés à l'exception de l'ammoniac qui réussissait à s'imposer, malgré sa toxicité, grâce à son COP et sa production volumique élevés. Cependant, ces règles de l'art ont été largement perturbées à cause des problèmes liés à l'environnement. C'est pourquoi avant de passer en revue les principaux fluides frigorigènes, il nous faut d'abord considérer les contraintes d'environnement ainsi que les contraintes de sécurité auxquelles est soumise leur mise en œuvre.

3.3.2 Fluides frigorigènes et environnement

Nous avons mentionné plus haut que deux contraintes d'environnement sont venues perturber l'utilisation des fluides frigorigènes. La première contrainte concerne le trou dans la couche d'ozone et la seconde contrainte concerne le réchauffement de la planète lié à l'intensification de l'effet de serre. Des « potentiels » ont été introduits pour quantifier l'impact des fluides au regard de l'environnement.

■ PAO (ou OdP)

Le PAO (potentiel d'appauvrissement de la couche d'ozone) ou OdP (*Ozone depletion Potential* en anglais) rend compte des conséquences sur la couche d'ozone de l'émission de 1 kg de fluide frigorigène, comparées à celles de l'émission d'un kg de R-11. Les CFC ont un ODP proche de 1 ce qui correspond à un très fort impact sur la couche d'ozone. Les HCFC, en revanche, ont un ODP beaucoup plus faible. C'est ainsi que l'ODP du R-502 est de 0,33 et que celui du R-22 n'est que de 0,055 (tableau 3.1). Les HFC, ne comprenant ni chlore ni brome, ont un PAO nul.

Le tableau 3.1 présente quelques propriétés des fluides frigorigènes les plus utilisés. On peut

Tableau 3.1 – Nomenclature, valeurs des GWP et ODP (d'après la norme ISO 817 complétée) ainsi que masse molaire de quelques fluides frigorigènes (HFC, HC et fluides naturels, et R-22).
GWP : nombres soulignés : valeurs IPCC 2007 ; autre nombres : IPCC 2004 et norme EN 378-1.

Fluide		Groupe	Description Composition massique	Formule	Masse molaire (g.mol ⁻¹)	GWP ₁₀₀ (kg eq. CO ₂ /kg)	ODP
R-134a	HFC	A1	1,1,1,2-Tétrafluoroéthane	CF ₃ CH ₂ F	102	<u>1 430</u> /1 300	0
R-152a	HFC	A2	1,1-Difluoroéthane	CHF ₂ CH ₃	66	<u>124</u> /140	0
R-413A	HFC	A2	R-600a/218/134a (3/9/88)	C ₄ H ₁₀ + C ₃ F ₈ + CF ₃ CHF ₂	104	3 100	0
R-404A	HFC	A1	R-125/143a/134a (44/52/4)	CF ₃ CHF ₂ + CF ₃ H ₃ + CF ₃ CH ₂ F	97,6	<u>3 900</u> /3 800	0
R-22	HCFC	A1	Chlorodifluorométhane	CHClF ₂	86,5	1 700	0,055
R-407C	HFC	A1	R-32/125/134a (23/25/52)	CH ₂ F ₂ + CF ₃ CHF ₂ + CF ₃ CH ₂ F	86,2	<u>1 800</u> /1 600	0
R-410A	HFC	A1	R-32/125 (50/50)	CH ₂ F ₂ + CF ₃ CHF ₂	72,6	<u>2 100</u> /1 900	0
R-417A MO 59	HFC	A1	R-600/125/134a (3,4/46,6/50)	C ₄ H ₁₀ + CF ₃ CHF ₂ + CF ₃ CH ₂ F	106,7	<u>2 300</u> /2 140	0
R-507A	HFC	A1	R125/R143a (50/50)	CF ₃ CHF ₂ + CF ₃ CH ₃	98,8	<u>4 000</u> /3 800	0
R-717	Naturel	B2	Ammoniac	NH ₃	17	0	0
R-32	HFC	A2	Difluorométhane	CH ₂ F ₂	50	<u>675</u> /650	0
R-125	HFC	A1	Pentafluoroéthane	CF ₃ CHF ₂	120	<u>3 500</u> /3 200	0
R-23	HFC	A1	Trifluorométhane	CHF ₃	70	<u>14 800</u> /12 100	0
R-508A	HFC	A1	R-23/116 (39/61)	CHF ₃ + C ₂ F ₆	100,08	12 300	0
R-508B	HFC	A1	R-23/116 (46/54)	CHF ₃ + C ₂ F ₆	95,4	12 300	0
MO 89	HFC	A1	R-125/218/290(86/9/5)	CF ₃ CHF ₂ + C ₃ F ₈ + CH ₃ CH ₂ CH ₃	113,9		0
R-600	HC	A3	Butane	C ₄ H ₁₀	58,1	3	0
R-600a	HC	A3	Isobutane	CH(CH ₃) ₃	58,1	3	0
R-290	HC	A3	Propane	CH ₃ CH ₂ CH ₃	44	3	0
R-744	Naturel	A1	Dioxyde de carbone	CO ₂	44	1	0
R-1150	HC	A3	Éthylène	CH ₂ CH ₂	28,1	0	0
R-1234yf	HFO	A2 (A2L)	2,3,3,3-Tetrafluoroprop-1-ene	C ₃ F ₄ H ₂	114	4	
R-422D (MO 29)	HFC	A1	R-125/134a/600a (65,1/31,5/3,4)	CF ₃ CHF ₂ + CF ₃ CH ₂ F + CH(CH ₃) ₃	109,9	2 700	
R-422A (MO79)	HFC	A1	R-125/134a/600a (85,1/11,5/3,4)	CF ₃ CHF ₂ + CF ₃ CH ₂ F + CH(CH ₃) ₃	116	3 100	
R-427A (FX 100)	HFC	A1	R-134a/125/32/143a	CF ₃ CH ₂ F + CF ₃ CHF ₂ + CH ₂ F ₂ + C ₂ H ₂ F ₅	90,4	2 100	

A

PRODUCTION DU FROID

trouver des valeurs différentes de GWP dans la littérature ; en effet, ces dernières ne sont pas figées et sont amenées à évoluer en fonction des recherches en cours. Nous avons retenu ici les valeurs données par la norme EN 378 plus les valeurs obtenues pour les nouveaux fluides. Dans ce tableau, la double classification pour les mélanges a disparu, ce qui est une conséquence des modifications de la norme EN-378-1 :2008. C'est ainsi que le R-413A était auparavant classé A1/A (non inflammable dans sa composition nominale, moyennement inflammable en cas de fuite). Désormais, on ne retient que le classement correspondant à la composition la plus défavorable, soit A2 (voir § 3.3.3).

Les CFC ne sont plus utilisés du tout dans les pays industrialisés et 2010 est l'année de leur élimination dans les pays en voie de développement ; les HCFC seront éliminés d'ici 2015 en Europe au fur et à mesure du remplacement des équipements anciens, et d'ici 2030 au niveau mondial. Ces deux familles de fluides sont régies par le protocole de Montréal en raison de leur PAO non nul, mais elles contribuent aussi à l'échauffement planétaire. Les HFC relèvent du protocole de Kyoto élaboré par la CCNUCC. Cependant, les décisions prises pour protéger la couche d'ozone ont des conséquences importantes sur le réchauffement planétaire (c'est ainsi que les HFC utilisés actuellement en remplacement des CFC et HCFC ne sont pas neutres vis à vis de l'effet de serre) ; une commission mixte comprenant des membres des protocoles de Montréal et Kyoto traite ce problème des HFC.

■ PRG (ou GWP)

Le second potentiel à prendre en considération est le PRG (potentiel de réchauffement planétaire) ou GWP (*global warming potential*). La définition donnée par le GIEC est « *Indice décrivant les caractéristiques radiatives des mélanges homogènes de gaz à effet de serre, qui représente l'effet combiné des temps de séjour différents de ces gaz dans l'atmosphère et de leur pouvoir relatif d'absorption du rayonnement infrarouge. Cet indice donne une valeur approximative de l'effet de réchauffement inté-*

gré dans le temps d'une masse unité d'un gaz à effet de serre donné dans l'atmosphère actuelle par rapport à celui du dioxyde de carbone ».

Le dioxyde de carbone, choisi comme référence, a une durée de vie dans l'atmosphère qui peut atteindre 200 ans. Actuellement, pour le calcul du PRG des autres gaz, on la suppose égale à 150 ans. Le PRG est utilisé depuis 1988, et les valeurs calculées pour chaque gaz sont susceptibles d'être modifiées au fur et à mesure des mesures nouvelles. La valeur du PRG dépend aussi de l'horizon temporel sur lequel on intègre le calcul. En raison de la durée de vie élevée de la majorité des molécules actuelles, le PRG de référence est calculé sur un horizon temporel de 100 ans. Le tableau 3.2 présente la durée de vie, les PRG à 20 ans, à 100 ans et à 500 ans de différents gaz. Le CO₂ étant la référence, son PRG est égal à 1 kg éq. CO₂/kg, quel que soit l'horizon temporel considéré. Pour les autres substances, on constate que le PRG augmente lorsque l'horizon temporel de calcul est inférieur à la durée de vie, puis il diminue, puisque la molécule disparaît de l'atmosphère. L'émission de 1 kg de R-134a équivaut à l'émission de 1 300 kg de CO₂, ce qui est considérable. Un autre exemple est le HFC R-404A qui équivaut à 3 800 kg de CO₂ alors que le HFC R-407C n'équivaut qu'à 1 600 kg. On voit apparaître ici une faiblesse du R-404A au regard de l'environnement : il a un impact direct élevé sur l'effet de serre. Notons par ailleurs, le gros problème du HFC R-23 qui présente un GWP₁₀₀ de 12 100 kg éq. CO₂/kg. Heureusement, ce fluide n'est que très peu utilisé dans les installations de production de froid (uniquement dans des cascades à basse température). En raison de l'accélération du réchauffement climatique, une mesure de réduction forte de l'utilisation des HFC à GWP supérieur à une certaine valeur (100 typiquement) et visant à leur suppression est envisagée à court terme par la commission commune émanant des protocoles de Montréal et de Kyoto qui se penche sur les HFC. C'est la raison pour laquelle les chimistes proposent de nouveaux fluides à très courte durée de vie (quelques jours), donc avec un

Tableau 3.2 – Durée de vie et PRG de différents gaz, à horizon de 20, 100 et 500 ans.

Gaz	Durée de vie (années)	PRG ²⁰ (horizon 20 ans) kg éq. CO ₂ /kg	PRG ₁₀₀ (horizon 100 ans) kg éq. CO ₂ /kg	PRG ₅₀₀ (horizon 500 ans) kg éq. CO ₂ /kg
CO ₂	150	1	1	1
CH ₄	12	62	23	7
N ₂ O	114	275	296	156
CFC-11	45	6 300	4 600	1 600
CFC-12	100	10 200	10 600	5 200
HCFC-22	12	4 800	1 700	540
HFC-134a	14	3 300	1 300	400
CF ₄	50 000	3 900	5 700	8 900
SF ₆	3 200	15 100	2 200	32 400

PRG₁₀₀ très faible (4 kg éq. CO₂/kg). Ces fluides et la problématique nouvelle associée seront décrits ultérieurement.

■ TEWI

Dans l'évaluation de l'impact sur l'environnement des fluides frigorigènes, il ne faut pas se laisser abuser par le seul GWP. En effet, celui-ci ne représente que l'impact direct sur l'effet de serre. Il existe aussi un effet indirect lié à la consommation énergétique de l'équipement considéré. Pour quantifier l'impact total sur l'effet de serre, un troisième indicateur a été introduit. Il s'agit du TEWI (*Total Equivalent Warming Impact*) qui s'écrit :

$$TEWI = \underbrace{GWP_{100}[M(1-x) + M.f.N]}_{\text{Effet direct}} + \underbrace{E.A.N}_{\text{Effet indirect}} \quad (3.1)$$

où :

- GWP_{100} représente la valeur du GWP_{100} pour le fluide considéré (en kg éq. CO₂/kg) ;
- M est la masse de fluide frigorigène chargée dans la machine (en kg) ;
- x est la fraction de fluide récupéré en fin de vie de l'équipement ;

- f est le taux de fuite annuel de l'équipement (en %) ;
- N est la durée de vie de l'équipement (en années) ;
- E est la consommation annuelle d'énergie de l'équipement (en kWh) ;
- A est la quantité de CO₂ émise pour produire 1 kWh de l'énergie utilisée. Cette quantité s'exprime en kg éq. CO₂/kWh.

La fraction de fluide récupéré doit être d'ores et déjà égale à 1 dans la mesure où le décret 92-1271 rend obligatoire la récupération des fluides frigorigènes en fin de vie de toute installation (frigorigère ou bien de climatisation). Le TEWI est donné en kg éq. CO₂ pour la durée de vie de l'équipement. La valeur du coefficient A dépend de l'énergie primaire utilisée ainsi que du pays dans lequel fonctionne l'installation. C'est ainsi qu'en 1999, l'AIE indiquait des valeurs de 0,1 kg éq. CO₂/kWh pour la France, et de 0,6 pour l'Allemagne. Pour une machine à absorption fonctionnant au gaz naturel, on prend $A \sim 0,2$ kg éq. CO₂/kWh.

Le coefficient A (appelé facteur Carbone) pour l'énergie électrique fournie à l'utilisateur dépend de nombreux facteurs :

- de l'énergie primaire utilisée par la centrale électrique (charbon, nucléaire, hydraulique...) et du rendement de cette centrale ;

- des émissions de CO₂ liées à la construction et à l'exploitation de la centrale ;
- des pertes dans le réseau de distribution

Le coefficient A en sortie de centrale est donc très dépendant de l'énergie primaire utilisée. Au niveau national, à l'exception (provisoire) de la France, plusieurs producteurs coexistent sur les marchés intérieurs, utilisant des énergies primaires différentes. Chaque réseau national est ainsi alimenté par plusieurs producteurs, voire par des importations, le tout en proportions variables au cours du temps. Enfin, les émissions comptabilisées pour les producteurs ou les états varient au cours du temps, notamment s'il faut faire appel à des centrales d'appoint qui sont le plus souvent à gaz, charbon ou pétrole.

À titre d'exemple, en 2005, le facteur carbone du groupe Edf est de 0,102 kg éq. CO₂/kWh ; ce résultat est la moyenne des trois composantes : EdF France (0,048 kg éq. CO₂/kWh), EdF Allemagne (0,242 kg éq. CO₂/kWh) et EdF Royaume Uni (0,807 kg éq. CO₂/kWh)

Le tableau 3.3 indique le facteur carbone pour les principaux producteurs européens, d'après la même source (www.pwc.fr).

On note de très fortes disparités entre les pays européens.

La consommation annuelle d'énergie, E , est directement reliée au COP pour une production

frigorigène donnée puisque $\text{COP} = \frac{Q_0}{E}$ où Q_0 est la production frigorigène annuelle du matériel considéré et COP est son COP moyen annuel. Donnons quelques exemples.

Exemple n° 1

Considérons une unité au R-404A, produisant une puissance frigorigène de 150 kW, pour une application de froid industriel à refroidissement direct disposant de plusieurs évaporateurs répartis en différents points de l'entrepôt. On suppose que la charge en fluide est importante (1 kg/kW, soit pour une puissance frigorigène de 150 kW, 150 kg), que le taux de fuite annuel moyen est de 5 %, que le COP annuel moyen est de 2,5 et que tout le fluide frigorigène sera récupéré en fin de vie. On rappelle que le $GW P_{100}$ du R-404A est de 3 800 kg éq. CO₂. Sachant que l'installation fonctionne 12 h/j et 365 j/an, la charge frigorigène annuelle est de :

$$Q_0 = 150 \times 12 \times 365 \text{ kWh/an} \\ = 657 \times 10^3 \text{ kWh/an}$$

L'énergie électrique consommée est donc de :

$$E = \frac{Q_0}{\text{COP}} = 262,8 \times 10^3 \text{ kWh/an}$$

et, sachant que $A = 0,10$ kg éq. CO₂/kWh en France, le TEWI est donné par :

$$\text{TEWI} = \underbrace{3800 \times 0,05 \times 15 \times 150}_{\text{Effet direct}} \\ + \underbrace{262,8 \times 10^3 \times 0,10 \times 15}_{\text{Effet indirect}}$$

Tableau 3.3 – Facteurs carbone en 2005 pour les principaux producteurs européens (pwc).

Pays	Compagnie	kg éq. CO ₂ /kWh	Pays	Compagnie	kg éq. CO ₂ /kWh
France	EDF France	48	Espagne Portugal	Endesa	538
Allemagne	EDF Energy	242	Italie	Endesa Italia	500
Royaume-uni	En BW	807	France	SNET	920
Groupe EDF		102	Groupe Endesa		557
Allemagne	RWE	808	Europe Centrale	E.ON	410
Royaume-uni	RWE UK	680	Royaume-uni	E.ON UK	710
Groupe RWE		784	Groupe E.ON		476
Italie	Enel	501	Italie	Edison	625
Espagne	Viesgo generacion	823	Italie	Edipower	539
Groupe Enel		521	Groupe Edison		576

$$\begin{aligned} \text{TEWI} &= \underbrace{427\,500}_{\text{Effet direct } 48\%} + \underbrace{394\,200}_{\text{Effet indirect } 52\%} \\ &= 821\,700 \text{ kg CO}_2 = 822 \text{ t eq. CO}_2 \end{aligned}$$

Pendant sa durée de vie, cette unité va donc rejeter à l'atmosphère l'équivalent de 761 tonnes de CO₂ dont 48 % vont provenir de l'effet direct du fluide frigorigène. Les contributions des effets direct et indirect sont quasiment égales.

Si, au lieu de la France, on considère la moyenne européenne ($A = 0,43 \text{ kg eq. CO}_2/\text{kWh}$), les résultats deviennent :

$$\begin{aligned} \text{TEWI} &= \underbrace{3800 \times 0,05 \times 15 \times 150}_{\text{Effet direct}} \\ &\quad + \underbrace{262,8 \times 10^3 \times 0,43 \times 15}_{\text{Effet indirect}} \\ \text{TEWI} &= \underbrace{427\,500}_{\text{Effet direct } 18\%} + \underbrace{1\,695\,060}_{\text{Effet indirect } 82\%} \\ &= 2\,122\,560 \text{ kg CO}_2 = 2\,123 \text{ t eq. CO}_2 \end{aligned}$$

Dans ce cas, la production de CO₂ est multipliée par 2,6 et l'effet indirect devient prépondérant.

Exemple n° 2

Considérons maintenant un groupe refroidisseur de liquide monobloc produisant une puissance frigorifique de 150 kW, destinée à la climatisation et utilisant du R-134a. On suppose que la charge en fluide est faible (0,2 kg/kW) ; par ailleurs, le taux de fuite annuel, très faible, est de 0,1 %, le COP annuel moyen est de 3,5 et tout le fluide frigorigène sera récupéré en fin de vie. On rappelle que le GWP du R-134a est de 1 300 kg eq.CO₂/kg. Sachant que l'installation fonctionne 10 h/j et 150 j/an, la charge frigorifique annuelle est de :

$$\begin{aligned} Q_0 &= 150 \times 10 \times 150 \text{ kWh/an} \\ &= 225 \times 10^3 \text{ kWh/an} \end{aligned}$$

L'énergie électrique consommée est donc :

$$E = \frac{Q_0}{\text{COP}} = 64,8 \times 10^3 \text{ kWh/an}$$

et, sachant que $A = 0,10 \text{ kg eq. CO}_2/\text{kWh}$ en France, le TEWI est donné par :

$$\begin{aligned} \text{TEWI} &= \underbrace{1\,300 \times 0,001 \times 15 \times 0,2 \times 150}_{\text{Effet direct}} \\ &\quad + \underbrace{64,8 \times 10^3 \times 0,10 \times 15}_{\text{Effet indirect}} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{TEWI} &= \underbrace{585}_{\text{Effet direct } 0,4\%} + \underbrace{97\,200}_{\text{Effet indirect } 99,4\%} \\ &= 97\,785 \text{ kg eq. CO}_2 = 98 \text{ t eq. CO}_2 \end{aligned}$$

Pendant sa durée de vie, cette unité ne va donc produire que l'équivalent de 98 tonnes de CO₂ dont seulement 0,6 % vont provenir de l'effet direct du fluide frigorigène.

À nouveau, si, au lieu de la France, on considère la moyenne européenne, les résultats deviennent :

$$\begin{aligned} \text{TEWI} &= \underbrace{1\,300 \times 0,001 \times 15 \times 0,2 \times 150}_{\text{Effet direct}} \\ &\quad + \underbrace{64,8 \times 10^3 \times 0,43 \times 15}_{\text{Effet indirect}} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \text{TEWI} &= \underbrace{585}_{\text{Effet direct } 0,14\%} + \underbrace{417\,960}_{\text{Effet indirect } 99,86\%} \\ &= 418\,545 \text{ kg eq. CO}_2 = 418 \text{ t eq. CO}_2 \end{aligned}$$

La production de CO₂ est multipliée par 4,26 par rapport à la France et l'effet direct est totalement marginal.

De ces deux exemples, on doit retenir que pour la moyenne européenne la principale contribution à l'effet de serre est très souvent l'effet indirect. La cohérence, d'un point de vue environnemental, voudrait que la performance du cycle soit privilégiée. Comme nous le verrons plus loin, ce n'est pas la tendance actuelle de la réglementation.

De l'analyse des deux exemples présentés plus haut, on peut déduire une conclusion très importante : si une installation est bien confinée (cas de l'exemple 2), l'effet direct est tout à fait négligeable. En revanche, si le confinement est médiocre, l'effet direct peut être important.

Exemple n° 3

Afin de situer l'enjeu des émissions dues aux HFC dans le contexte environnemental, examinons maintenant le cas de la climatisation automobile. Considérons une voiture effectuant 20 000 km/an et utilisant une climatisation contenant 0,5 kg de R-134a. Nous supposons que le véhicule émet 150 g de CO₂ par km parcouru, que le taux de fuite de la climatisation est de 20 % par an.

L'émission annuelle de CO₂ due à la consommation de carburant par le véhicule est de :

$$20\,000 \times 0,15 = 3\,000 \text{ kg eq. CO}_2$$

Par ailleurs l'émission annuelle de 100 g de R-134a, due aux fuites, équivaut à 130 kg de CO₂.

La contribution annuelle de l'effet direct de la climatisation n'est donc que l'équivalent de 130 kg de CO₂ (en négligeant les autres contributions dues à la surconsommation liée au poids de la climatisation) contre 3 tonnes eq. CO₂ pour le carburant.

Sur cet exemple, on voit, à nouveau, que la contribution à l'effet de serre de la climatisation automobile est de plus d'un ordre de grandeur inférieure à celle due à la consommation de carburant.

Le taux de fuite annuel dépend beaucoup de la technologie retenue pour le groupe de production du froid. Nous allons considérer trois cas caractéristiques :

- Les systèmes frigorifiques non étanches (climatisation automobile ou ferroviaire). Dans ce cas, le taux de fuite était traditionnellement très élevé (supérieur à 20 % éventuellement). Des dispositions réglementaires ont été prises (entre autres, au niveau des joints d'étanchéité, des flexibles et des raccords pour les opérations de charge en fluide frigorigène et de vidange) pour réduire le taux de fuite. Les résultats obtenus avec ces premières mesures ayant été insuffisants, l'Union Européenne a adopté une nouvelle directive (2006/40/CE) interdisant pour la climatisation mobile l'utilisation de fluides frigorigènes dont le GWP₁₀₀ est supérieur à 150 kg éq CO₂/kg (date limite : 2010 pour les modèles neufs et 2017 pour tous les véhicules neufs).
- Les systèmes frigorifiques étanches mais avec des longueurs de canalisations importantes construites sur site. Dans ce cas, le taux de fuite est de quelques % et la contribution directe est généralement la contribution principale au TEWI. L'effort pour limiter le TEWI devra porter de façon prioritaire sur le confinement.
- Les systèmes frigorifiques compacts dont le taux de fuite est testé en usine à la fabrication. Dans ce cas, le taux de fuite est extrêmement faible, inférieur à 0,1 % et la contribution indirecte est généralement la contribution principale au TEWI. L'effort pour limi-

ter le TEWI devra porter de façon prioritaire sur l'efficacité énergétique.

Pour réduire l'effet direct, il existe trois possibilités :

- Utiliser un fluide ayant un GWP faible (voire nul : fluides naturels).
- Réduire la charge en fluide frigorigène.
- Réduire le taux de fuite.

Pour réduire l'effet indirect, il faut améliorer l'efficacité énergétique.

On voit donc les deux orientations qui s'imposent pour réduire la contribution à l'effet de serre :

- Confiner le fluide (notamment en utilisant des unités compactes).
- Améliorer l'efficacité énergétique.

Ces deux orientations peuvent éventuellement être contradictoires. C'est ainsi que l'utilisation d'un fluide secondaire permettra d'obtenir un excellent confinement mais éventuellement au détriment de l'efficacité énergétique. Tout l'art du frigoriste consistera à rechercher et à trouver le meilleur compromis.

Enfin, une troisième orientation consiste à diminuer les besoins frigorifiques de façon à installer des machines frigorifiques de plus faible puissance et avec une charge en fluide frigorigène diminuée.

Grâce au TEWI, le handicap du R-404A par rapport au R-407C, apparaît clairement : son GWP est beaucoup plus important et son COP est plus faible (voir § 3.4.6) si bien que son TEWI sera nettement plus élevé que celui du R-407C.

Quel est le taux de fuite annuel réel des installations frigorifiques ?

D'après une note de l'IIF, « il peut varier d'environ 3 % pour les réfrigérateurs ménagers jusqu'à 30 % en climatisation automobile ».

Par ailleurs, les constructeurs de systèmes monoblocs construits en usine effectuent des tests en sortie d'atelier et ils assurent que le taux de fuite est inférieur à 0,1 %.

■ Évolution des réglementations liées à l'environnement

Grâce au contrôle des émissions de substances appauvrissant la couche d'ozone, cette dernière

re, bien qu'encore fragile, semble être en voie de reconstitution. Le réchauffement de la planète semble au contraire s'accélérer, et les nations signataires du protocole de Kyoto ont du mal à tenir leurs engagements de réduction d'émissions de gaz à effet de serre. Le secteur de la climatisation mobile est le précurseur d'une nouvelle problématique dans le choix des fluides frigorigènes ; en effet, pour remplacer le R-134a, interdit à terme par la directive européenne 2006/40, les constructeurs et équipementiers ont à choisir entre plusieurs candidats pour la climatisation automobile :

- le R-152a ($Odp = 0$; $GWP_{100} = 140 \text{ kg éq. CO}_2/\text{kg}$). Ce fluide peut être utilisé pratiquement sans modifier les boucles de climatisation actuelles au R-134a, et il présente des performances tout à fait équivalentes. Cependant, son GWP_{100} est à la limite autorisée, et il est donc vulnérable à tout durcissement ultérieur de la réglementation. De plus, il est légèrement inflammable, ce qui, pour les constructeurs automobiles constitue un frein psychologique pour les utilisateurs et un risque de responsabilité en cas d'accident ;
- les hydrocarbures sont rejetés par les constructeurs à cause de leur inflammabilité ;
- le CO_2 ($Odp = 0$, $GWP_{100} = 1 \text{ kg éq. CO}_2/\text{kg}$). Les industriels japonais et européens ont mené d'importants travaux de recherche et développement pour améliorer les performances, la fiabilité et la sécurité des boucles de climatisation fonctionnant au CO_2 transcritique. Actuellement, d'après le SINTEF, le COP des équipements au CO_2 est supérieur à celui des boucles au R-134a tant que la température extérieure est inférieure à $+35^\circ\text{C}$. Le CO_2 est donc un bon candidat pour les zones de climat tempéré telles que l'Europe du nord, mais pas pour les pays chauds. Par ailleurs, l'adoption du CO_2 transcritique, qui correspond à une véritable rupture technologique, imposera un rééquipement total de tous les réseaux de distribution et de maintenance. Les constructeurs et équipementiers automobiles s'accordent au moins sur un point : un seul fluide sera choisi pour le monde entier. Or actuellement, le CO_2 n'est soutenu qu'en Europe.

Les chimistes ont proposé, depuis 2005, des solutions nouvelles : Honeywell et Dupont se sont associés pour promouvoir et industrialiser le HFO-1234yf comme remplaçant du R-134a dans la climatisation mobile. Les données sur ce fluide ne sont pas encore toutes disponibles, néanmoins l'impact environnemental semble bon : $ODP = 0$ et $GWP = 4$, de plus, selon Inéos, les performances des systèmes de climatisation sont meilleures qu'avec le R-134a. Les incertitudes concernent l'inflammabilité, la toxicité et surtout les propriétés des molécules émises lors de la décomposition, dans l'atmosphère, de ces molécules insaturées.

3.3.3 Contraintes liées à la sécurité et à l'environnement

Ces contraintes sont plus ou moins sévères, selon le degré de dangerosité du fluide frigorigène considéré, le type de local concerné et la technologie de l'équipement. Elles ont légèrement évolué avec la version 2008 de la norme NF EN378-1.

■ Classement des fluides frigorigènes selon la sécurité

La norme EN 378-1 classe les fluides frigorigènes suivant leur inflammabilité et leur toxicité.

Inflammabilité : la nouvelle norme NF 378-1, conformément à la nouvelle norme ISO 817, modifie les critères d'inflammabilité en introduisant entre autres la notion de propagation de flamme ; de plus, les mélanges ont un classement unique. On distingue toujours trois classes :

- classe 1 : pas de propagation de flamme lorsque le fluide est soumis à des essais d'inflammabilité dans de l'air à 60°C et à 101,3 kPa. Les essais d'inflammabilité sont décrits en annexe de la norme. Pour un mélange, ces essais sont effectués avec la formulation fractionnée de pire cas ;
- classe 2 : inflammabilité faible. Les fluides de classe 2 remplissent les trois conditions suivantes : ils présentent des signes de propagation de flamme dans les essais d'inflammabilité dans de l'air à 60°C et à 101,3 kPa ; leur limite inférieure d'inflammabilité est supé-

rieure ou égale à 3,5 % (vol), et leur chaleur de combustion est inférieure à 1 900 kJ/kg. Pour les mélanges, on prend en compte la formulation fractionnée de pire cas pour les deux premiers critères, et la composition nominale pour le troisième¹ ;

- classe 3 : inflammabilité élevée. Les fluides remplissent alors les deux critères suivants : d'une part, ils présentent des signes de propagation de flamme dans les essais d'inflammabilité dans de l'air à 60 °C et à 101,3 kPa ; d'autre part, leur limite inférieure d'inflammabilité est inférieure à 3,5 % (vol) ou leur chaleur de combustion est supérieure à 1 900 kJ/kg. Pour les mélanges, on considère la formulation fractionnée de pire cas pour les essais d'inflammabilité et pour la limite inférieure d'inflammabilité, et la composition nominale pour la chaleur de combustion.

La norme NF EN 378-1 précise aussi le mode de calcul de la limite inférieure d'inflammabilité.

Le tableau 3.4 résume les six groupes de sécurité considérés dans la norme EN 378-1, et positionne les deux sous-groupes complémentaires pris en compte dans la norme ISO 817.

Enfin, dans les deux normes, le groupement simplifié (L1 = A1 ; L2 = A2 ; B et B2 ; L3 = A3 et B3) disparaît.

Tableau 3.4 – Groupes de sécurité pour les fluides (norme NF EN 378-1)
en italique : les deux sous-classes introduites dans la norme ISO 817..

Infammabilité élevée	A3	B3
Infammabilité faible	A2 <i>A2L</i>	B2 <i>B2L</i>
Pas de programmation de flamme	A1	B1
	Toxicité faible	Toxicité élevée

1. La norme ISO 817 introduit une sous classe A2L pour les fluides qui respectent le critère supplémentaire suivant : vitesse de propagation de flamme inférieure ou égale à 0,10 m/s lors de l'essai à 23° C et 101,3 kPa (c'est par exemple le cas du HFO-1234yf). Cette classe n'est pas reprise dans la norme NF EN 378-1.

■ Classement des locaux selon les conditions d'occupation

La norme EN 378-1 classe les locaux en fonction de la sécurité des personnes. Pour chaque classe d'occupation, on distingue trois positionnements de l'équipement ; enfin, on différencie les équipements à détente directe ou indirecte. Un tableau précise, pour chacun de ces cas, la charge maximale autorisée pour l'équipement selon la classe de sécurité du fluide frigorigène utilisé.

Le tableau 3.5 décrit les trois classes d'occupation ainsi que les charges maximales autorisées pour un fluide classé A3 (comme le propane ou l'isobutane). Ce même tableau est répété dans la norme pour toutes les classes de fluide.

Pour les fluides de type A1, si l'équipement frigorifique est installé dans un espace de classe A ou d'occupation générale : si le système de réfrigération est implanté dans un local occupé par l'homme et qui n'est pas une salle des machines, la charge maximale autorisée est égale au produit de la limite pratique du fluide (en kg/m³) par le volume de la salle, qu'il s'agisse d'un système direct ou indirect. La définition du volume à prendre en compte est détaillée pour certains cas particuliers. Si le compresseur et le réservoir de liquide sont placés dans une salle des machines inoccupée ou à l'air libre, la définition de la charge maximale ne change pas pour les systèmes directs, et il n'y a aucune restriction pour les systèmes indirects. Enfin, si toutes les parties contenant du fluide sont dans une salle des machines ou à l'air libre, il n'y a aucune limite de charge, quel que soit le système. Dans le cas d'un local de classe B (occupation surveillée), pour une implantation dans un local occupé par l'homme, si le local est en sous-sol et sans sorties de secours adéquates et si l'équipement frigorifique est un système direct, la charge en fluide est limitée au produit de la limite pratique par le volume de la salle. Pour les autres cas (local au rez-de-chaussée et système direct ou bien système indirect, et pour les deux autres emplacements possibles de l'équipement), il n'y a pas de limite de charge.

En ce qui concerne les fluides B2 (ammoniac), pour les locaux d'occupation générale et pour les deux premiers types d'emplacement, il n'y a pas de distinction entre systèmes directs et indirects : dans les deux cas, la charge maximale autorisée est de 2,5 kg pour les systèmes scellés à absorption, et elle est égale au produit de la limite pratique par le volume de la salle pour tous les autres systèmes. Si toutes les parties de l'équipement contenant du fluide sont dans une salle des machines inoccupées ou à l'air libre, la charge maximale des systèmes directs est de 2,5 kg ; il n'y a pas de limite dans le cas des systèmes directs si le local possède une sortie à l'air libre et s'il n'y a pas de communication avec des locaux de classe A ou B. Pour les locaux de classe B, et une implantation de l'équipement dans un espace occupé par l'homme, la charge maximale des systèmes directs est de 10 kg et il n'y a pas de limite pour les systèmes indirects. Si le compresseur et le réservoir de liquide sont dans une salle des machines inoccupée ou à l'air libre, les systèmes directs sont limités à 25 kg et les systèmes indirects ne sont pas limités si la salle des machines n'a pas de communication directe avec un espace occupé. Enfin, les systèmes implantés dans leur totalité dans une salle des machines inoccupée ou à l'air libre ne subissent aucune limite de charge si le local des machines ne communique pas avec l'espace occupé. Enfin, concernant les locaux de classe C, si le système est placé dans un local occupé par l'homme la charge maximale est de 10 kg, mais cette limite est portée à 50 kg si la densité de personnes est inférieure à une pour 10 m² et s'il y a suffisamment de sorties de secours. Pour une implantation partielle en salle des machines, les systèmes indirects n'ont pas de limite de charge ; les systèmes directs sont limités à 25 kg, sauf si la densité de personnes est inférieure à une pour 10 m². Enfin, pour le troisième cas d'implantation, les systèmes de réfrigération n'ont pas de limite de charge.

Pour les fluides A3, la norme EN 378-1 différencie les équipements de conditionnement d'air ou les pompes à chaleur pour le confort de tous les autres équipements. La détermination de la charge maximale des systèmes CA ou

PAC fait l'objet d'une description détaillée dans une des annexes de la norme, et notamment, « les systèmes scellés ayant une charge inférieure à 150 g de fluide frigorigène A2 ou A3 peuvent être installés dans un espace occupé qui n'est pas une salle des machines, spéciale ou non, sans restriction ».

Le tableau 3.6 donne les informations liées à la sécurité pour quelques fluides frigorigènes. Les grandeurs présentées appellent certains commentaires.

Limite pratique (kg/m³) :

- pour le groupe L1, on considère d'une part 50 % de la concentration qui peut provoquer la suffocation (manque d'oxygène), d'autre part, 80 % du seuil d'efficacité narcotique ou sensibilisant cardiaque pendant une courte durée d'exposition. On retient alors l'effet le plus contraignant ;
- pour le groupe L2, on retient la caractéristique la plus contraignante entre toxicologie et inflammabilité ;
- pour le groupe L3, on retient 20 % de la limite inférieure d'inflammabilité.

Enfin, les valeurs présentées dans la norme doivent être réduites aux deux tiers pour les altitudes supérieures à 2 000 m et à un tiers au-delà de 3 500 m.

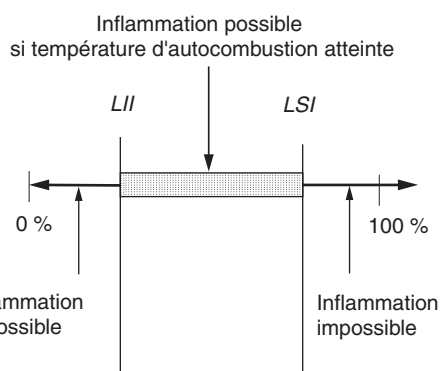
Limites d'inflammabilité (kg/m³) : lorsqu'une substance inflammable se trouve en mélange dans l'air, le danger d'explosion n'intervient que si la concentration en un endroit quelconque du local se trouve comprise entre deux valeurs, qui constituent les limites basses et hautes d'inflammabilité ; dans ce cas, l'explosion se produit si le mélange (air + fluide inflammable) est porté à la température d'autocombustion du fluide (figure 3.5). Dans le cas d'un équipement frigorifique contenant du fluide L3, il est essentiel de maintenir la concentration de fluide en dehors de ces limites, tant à l'intérieur de l'équipement qu'à l'extérieur ; de façon plus générale, les salles concernées doivent répondre aux exigences de normes spécifiques très contraignantes, qui seront abordées dans le cas particulier de l'ammoniac, puis du propane (pour les hydrocarbures).

Tableau 3.5 – Les trois classes pour l'utilisation des fluides A3 dans des équipements autres que les systèmes de conditionnement d'air et pompes à chaleur pour le confort (norme européenne EN378-1)

Occupation générale : classe A		
Pièces, parties de bâtiment, bâtiments : – où des personnes peuvent dormir, – où des personnes peuvent ne pas être libres de leurs mouvements, – où un nombre incontrôlé de personnes sont présentes ou bien où quiconque a accès sans personnellement être au courant des mesures générales de sécurité nécessaires.		Exemples Hôpitaux, prisons, théâtres, écoles, supermarchés, hôtels, gares, restaurants, locaux résidentiels.
Emplacement de l'équipement	Systèmes directs	Systèmes indirects
Espace occupé par l'homme qui n'est pas une salle des machines	Uniquement systèmes scellés avec charge max = limite pratique x vol. salle et ne dépassant pas 1,5 kg	
Compresseur et réservoir de liquide dans une salle des machines inoccupée ou à l'air libre	Uniquement systèmes scellés avec charge max = limite pratique x vol. salle et ne dépassant pas 1,5 kg	charge max = limite pratique x vol. salle et ne dépassant pas 1,5 kg
Toutes les parties contenant du fluide frigorigène sont dans une salle des machines inoccupée ou à l'air libre	Uniquement systèmes scellés ; charge max = limite pratique x vol. salle et ne dépassant pas 1 kg au dessous du niveau du sol ou 5 kg au dessus du niveau du sol	charge max = limite pratique x vol. salle et ne dépassant pas 1 kg au dessous du niveau du sol ou 5 kg au dessus du niveau du sol
Occupation surveillée : classe B		
Pièces, parties de bâtiment, bâtiments où seul un nombre limité de personnes peuvent se rassembler, dont certains doivent nécessairement être au courant des mesures générales de sécurité de l'établissement		Bureaux, petits magasins, restaurants, endroits pour la fabrication générale et où les gens travaillent
Espace occupé par l'homme qui n'est pas une salle des machines	charge max = limite pratique x vol. salle et ne dépassant pas 1 kg au dessous du niveau du sol ou 2,5 kg au dessus du niveau du sol	
Compresseur et réservoir de liquide dans une salle des machines inoccupée ou à l'air libre	charge max = limite pratique x vol. salle et ne dépassant pas 1 kg au dessous du niveau du sol ou 2,5 kg au dessus du niveau du sol	
Toutes les parties contenant du fluide frigorigène dans une salle des machines inoccupée ou à l'air libre	charge max = limite pratique x vol. salle et ne dépassant pas 1 kg au dessous du niveau du sol ou 10 kg au dessus du niveau du sol	
Occupation avec accès autorisé uniquement : classe C		
Pièces, parties de bâtiment, bâtiments où n'ont accès que des personnes autorisées qui sont nécessairement au courant des mesures générales de sécurité de l'établissement et où l'on fabrique, transforme ou entrepose des matériaux ou des produits		Entrepôts frigorifiques, laiteries, abattoirs, secteurs non publics des supermarchés.
Espace occupé par l'homme qui n'est pas une salle des machines	charge max = 1 kg au dessous du niveau du sol ou 2,5 kg au dessus du niveau du sol	
Compresseur et réservoir de liquide dans une salle des machines inoccupée ou à l'air libre	charge max = 1 kg au dessous du niveau du sol ou 25 kg au dessus du niveau du sol	
Toutes les parties contenant du fluide frigorigène dans une salle des machines inoccupée ou à l'air libre	charge max = 1 kg au dessous du niveau du sol ; pas de limite au dessus du niveau du sol	

Tableau 3.6 – Propriétés liées à la sécurité pour quelques fluides frigorigènes des groupes L1, L2 puis L3 (norme EN 378-1).

Fluide	Groupe	Limite pratique (kg/m ³)	Inflammabilité		
			Température d'autocombustion (°C)	Limite inférieure (LII, kg/m ³)	Limite supérieure (LSI, kg/m ³)
R-134a	A1	0,25	743	–	–
R-152a	A2	0,027	455	0,137	0,462
R-22	A1	0,3	635	–	–
R-404A	A1/A1	0,48	728	–	–
R-407C	A1/A1	0,31	704	–	–
R-410A	A1/A1	0,44	Non connue	–	–
R-32	A2	0,054	530	0,27	0,710
R-290	A3	0,008	470	0,038	0,171
R-600	A3	0,008	365	0,036	0,202
R-600a	A3	0,008	460	0,043	0,202
R-1150	A3	0,006	425	0,031	0,391
R-717	B2	0,00035	630	0,104	0,195

**Figure 3.5** – Zone d'inflammation des fluides inflammables.

Pour les fluides L1, la limite pratique (LP) multipliée par le volume du local indique la charge maximum en fluide frigorigène qui peut être utilisée. Pour les fluides du groupe L2 ou L3, on retient la valeur minimale entre le produit (LP. Vol) et la charge maximale autorisée. On remarque que pour l'ammoniac, cette limite est excessivement faible, ce qui nécessite, le plus

souvent, d'installer les unités à ammoniac dans des locaux techniques. En effet, dans un local commercial de 100 m³, on ne pourrait installer qu'une unité contenant 35 g d'ammoniac au maximum, ce qui explique les efforts des constructeurs vers le confinement extrême.

■ Autres exigences

L'ensemble de normes européennes EN 378-1/378-2/378-3 et 378-4 régit de façon assez complète la mise en œuvre, la conception, la fabrication, l'exploitation et la maintenance des systèmes de réfrigération et des pompes à chaleur. En plus des contraintes liées à la sécurité et à l'environnement, ces normes fixent des critères minimaux à satisfaire à toutes les étapes de la vie de l'équipement.

□ Pression

Le circuit frigorifique doit répondre à la directive des équipements sous pression (DESP 97/23/CE). Ainsi, la PS (pression relative maximale admissible) est déterminée d'après les facteurs suivants :

- température ambiante ;
- accumulation possible de gaz non condensables ;
- réglage des dispositifs limiteurs de pression (s'ils existent) ;
- utilisation ;
- rayonnement solaire ;
- encrassement ;
- méthode de dégivrage.

De plus, la pression maximale admissible doit au moins être déterminée par les températures de conception minimales suivantes, pour fixer la pression de saturation du fluide frigorigène. Quelques valeurs sont présentées dans le tableau 3.7.

Tableau 3.7 – Températures de conception minimales.

Conditions ambiantes	≤ 32 °C	≤ 43 °C
Côté HP, condenseur à air	55 °C	63 °C
Côté HP, condenseur à eau	$T_{\max}$ départ eau +8 K	
Côté BP, échangeur exposé à T_{amb} extérieure	32 °C	43 °C

Pour les équipements dont les évaporateurs sont dégivrés par gaz chauds, la température de conception côté HP sera seule utilisée. La pression de conception sera obligatoirement inférieure à la PS.

La DESP est entrée en vigueur en 2002 ; elle s'applique lorsque les conditions suivantes sont réunies ($PS > 0,5$ bar et $V > 1$ l) et ($PS.V > 200$ bar.l), indifféremment des composants considérés (réservoirs, échangeurs, canalisations...).

La réglementation régissant les installations antérieures est la loi n° 571 du 28 octobre 1943, complétée des décrets du 2 avril 1926 et n° 63 du 18 janvier 1943 qui s'appliquait aux réservoirs ou parties d'équipement isolables et sous pression dans les cas où ($PS > 4$ bar) et ($PS.V > 80$ bar.l).

□ Divers

Les normes EN 378 fixent des règles concernant la conception et la mise en œuvre des tuyauteries (matériaux, épaisseur de paroi, résistance à la

traction, à la corrosion... joints de tuyauterie, distance maximale entre les supports, implantation). Il en est de même pour la robinetterie et tous les dispositifs de protection, les instruments de mesure, d'indication et de régulation.

Par ailleurs, les composants, les dispositifs d'isolement et de commande doivent être marqués de façon visible. L'installation doit comporter une plaque signalétique renseignant sur le fabricant, le modèle, et le numéro de série ou de référence, l'année de construction, le numéro du fluide frigorigène (en accord avec la norme ISO 817), la charge en fluide frigorigène, et les pressions admissibles BP et HP, ainsi que les données électriques). Les tuyauteries installées sur place doivent être marquées par un code couleur (code national) Ce code est résumé, pour la France, dans le tableau 3.8.

Enfin, ces normes fixent les essais de l'installation avant mise en route et réception, ainsi que la documentation technique et le manuel d'instructions relatif à l'équipement. Tous les détails concernant l'équipement au cours de sa vie doivent être notés dans un registre à jour :

- toute intervention et maintenance ou réparation ;
- charge ou complément de charge, quantité et origine du fluide ;
- résultat d'analyse de fluide ou d'huile ;
- modification ou remplacement de composants ;
- essais périodiques ;
- périodes significatives de non utilisation.

La norme EN 378-3 traite plus particulièrement de l'installation d'un équipement frigorifique *in situ* et de la sécurité des personnes : extincteurs, ventilation, détection des fuites, protection des personnes, équipements de secours d'urgence.

La norme EN 378-4 décrit les démarches et précautions obligatoires lors du fonctionnement, de la maintenance, des opérations de réparation et de récupération des fluides et des huiles frigorifiques ainsi que de leur transport et leur stockage. Seul, du personnel qualifié est autorisé à intervenir. Tous les fluides doivent être récupérés pour réutilisation ou recyclage, en utilisant des équipements spécifiques.

Par ailleurs, les articles R543-75 à R543-125 du code de l'environnement fixent maintenant les

Tableau 3.8 – Code couleur applicable en France pour les tuyauteries des équipements frigorifiques.

Couleurs de fond	Couleurs d'identification	Couleurs d'état
Air : bleu clair	NH ₃ : vert-jaune clair	Chauds ou surchauffés : orange gris
Vapeur d'eau : gris clair aluminium	HFC, HCFC, CFC : vert-jaune	Froids : violet moyen
Eau : vert-jaune	Huile : jaune	Gaz liquéfiés : rose moyen
Autres gaz : jaune orange	Eau potable : gris clair	Gaz raréfiés : bleu clair
Huile : brun	Eau non potable : noir	Sous pression : rouge orange vif Pollué ou vicié : marron moyen

conditions d'utilisation et de mise sur le marché des fluides frigorigènes, conformément aux exigences du règlement 842/2006 du Parlement Européen et du Conseil. Ils mettent en place pour tout opérateur (entreprise manipulant des fluides frigorigènes : charge ou récupération, mise en service, entretien et réparation, contrôle d'étanchéité, conception d'équipements, enseignement...) l'obligation de détenir une Attestation de Capacité pour chaque établissement. Depuis juillet 2009, il est impossible d'acheter des fluides frigorigènes sans cette attestation. Pour obtenir l'attestation, délivrée par un organisme agréé (Bureau Veritas, CEMAFROID, SGS International Certification Service, Qualiclimafroid, CETIM, SOCOTEC) le personnel manipulant les fluides frigorigènes doit posséder une attestation d'aptitude (délivrée par un organisme évaluateur) et l'établissement doit justifier qu'il détient l'outillage approprié ; enfin, chaque année avant le 31 janvier, l'opérateur doit communiquer sa déclaration annuelle de mouvement de fluides frigorigènes à son fournisseur. Rappelons enfin qu'il existe cinq catégories pour l'attestation de capacité comme pour celle d'aptitude :

- **catégorie I** : Contrôle d'étanchéité, maintenance et entretien, mise en service, récupération des fluides de tous les équipements de réfrigération, de climatisation et de pompe à chaleur ;
- **catégorie II** : Maintenance et entretien, mise en service, récupération des fluides des équi-

pements de réfrigération, de climatisation et de pompe à chaleur contenant moins de 2 kg de fluide frigorigène et contrôle d'étanchéité des équipements de réfrigération, de climatisation et de pompe à chaleur ;

- **catégorie III** : Récupération des fluides des équipements de réfrigération, de climatisation et de pompe à chaleur contenant moins de 2 kg de fluide frigorigène ;
- **catégorie IV** : Contrôle d'étanchéité des équipements de réfrigération, de climatisation et de pompe à chaleur ;
- **catégorie V** : Contrôle d'étanchéité, maintenance et entretien, mise en service, récupération des fluides des systèmes de climatisation de véhicules, engins et matériels mentionnés à l'article R.311-1 du code de la route.

■ Cas de l'ammoniac

L'ammoniac présente un nombre important d'avantages : température critique élevée, coefficients de transfert thermique élevés, meilleur rendement sur une large plage d'utilisation, dimensions plus réduites des tuyauteries, charge en fluide plus faible, coût du fluide moins élevé (ceci pourrait être encore amplifié si une éco-taxe s'appliquait), etc. Mais à côté de ces avantages, il présente également des inconvénients notoires : températures de refoulement élevées, incompatibilité avec le cuivre et les alliages cuivreux mais surtout seuil de toxicité faible.

Sa toxicité est donc le problème majeur de l'ammoniac. Il faut des installations étanches et il faut

prévoir des mesures en cas de fuite accidentelle. La norme EN 378-3 impose la mise en place d'un détecteur d'ammoniac avec deux limites :

- limite basse : 350 mg/m³, soit 500 ppm (V/V), déclenchant une alarme et la ventilation mécanique ;
- limite haute : 21 200 mg/m³, provoquant l'arrêt automatique de l'équipement frigorifique.

Il est intéressant de commenter ce qui se passe en cas de fuite sur une installation à l'ammoniac. D'abord, il est important de noter que l'ammoniac est un gaz plus léger que l'air (masse molaire 17 contre 29 pour l'air) qui va donc avoir tendance à s'élever, ceci sera favorable pour l'extraction. Il faut donc prévoir, dans le local où se trouve l'installation, un extracteur en partie haute qui se déclenche dès que la fuite est détectée. Si la fuite apparaît sur une partie vapeur du circuit, l'ampleur de cette fuite sera limitée par la production de vapeur. Il faut donc impérativement stopper toute source de vapeur (donc stopper l'alimentation de la charge thermique à l'évaporateur) et dans ce cas l'émission d'ammoniac est limitée à la présence des vapeurs dans les tuyauteries. D'où l'intérêt de prévoir une installation confinée à faible charge et à faible volume interne. En revanche, si la fuite apparaît sur une section liquide de l'installation, l'ampleur de la fuite peut être plus importante et dans ce cas les consignes d'évacuation doivent être impérativement respectées. Considérons maintenant les conséquences sur le voisinage. Dans la mesure où l'ammoniac est moins dense que l'air, il s'élève dans l'atmosphère notamment sous l'influence du vent. Ceci est un élément très favorable, le voisinage sera peu perturbé par les émanations qui vont très rapidement se retrouver en altitude. On voit ici que l'étude d'impact doit tenir compte de la présence éventuelle d'immeubles ou de tours dans le voisinage.

Quelques chiffres pour caractériser la toxicité de l'ammoniac :

- concentration minimale détectable (odeur) : 5 ppm (en volume, soit 3,5 mg/m³)
- concentration maximale admise pendant le travail : 20 ppm

Tableau 3.9 – Conditions administratives à satisfaire en fonction de la charge C d'ammoniac dans l'installation.

Charge	Conditions*	Rayon
$C > 200 \text{ t}$	AS	6 km
$1,5 \text{ t} < C \leq 200 \text{ t}$	A	3 km
$150 \text{ kg} < C \leq 1,5 \text{ t}$	DC	0 km
$C < 150 \text{ kg}$	Rien	0 km

*AS : autorisation avec servitude de type Seveso. A : autorisation. D : déclaration. C : soumis à contrôle périodique.

- seuil d'irritation grave (début de gêne) : 250 ppm
- seuil norme ISO 817 : 400 ppm
- limite de respiration tolérable : 500-1 000 ppm
- danger résultant d'une exposition courte : 2 500 ppm
- risque grave de mortalité par asphyxie : + de 5 000 ppm

Les règles pour l'utilisation de l'ammoniac dans des installations frigorifiques dépendent encore fortement des pays ; en France, elles sont régies par la rubrique 1136B que l'on peut résumer comme suit (tableau 3.9).

Le rayon concerne la distance à laquelle doit s'appliquer l'étude d'impact pour la demande d'autorisation mentionnée.

Une donnée intéressante concerne l'ordre de grandeur des puissances correspondant aux charges présentées dans le tableau 3.9. Il y a encore peu de temps, on considérait qu'il fallait 1 kg de fluide frigorigène (voire plus) pour produire une puissance frigorifique de 1 kW. Maintenant, avec les efforts de confinement (notamment au niveau des bouteilles) ce sont moins de 200 g par kW de froid qu'il faut considérer. Un constructeur a réalisé un GRL utilisant seulement 20 g d'ammoniac par kW frigorifique !

D'après le tableau 3.10, on voit donc que la situation n'est pas du tout aussi critique qu'il peut y paraître à première vue en ce qui concerne les formalités administratives pour les installations frigorifiques. Pour les unités à refroidissement indirect correctement conçues, seules les très

Tableau 3.10 – Conditions administratives à satisfaire en fonction de la puissance frigorifique $\dot{Q}_0$ et de la charge C d'ammoniac présente dans l'installation en supposant une puissance frigorifique de 5 kW/kg d'ammoniac (froid indirect) ou de 0,5 kW/kg d'ammoniac (froid direct).

Charge	Conditions*	Froid indirect	Froid direct
		$\dot{Q}_0 = 5 \text{ kW/kg}$	$\dot{Q}_0 = 0,5 \text{ kW/kg}$
$C > 500 \text{ t}$	AS	$\dot{Q}_0 > 2500 \text{ MW}$	$\dot{Q}_0 > 250 \text{ MW}$
$50 \text{ t} < C < 500 \text{ t}$	A	$250 \text{ MW} < \dot{Q}_0 < 2500 \text{ MW}$	$25 \text{ MW} < \dot{Q}_0 < 250 \text{ MW}$
$1,5 \text{ t} < C < 50 \text{ t}$	A	$7,5 \text{ MW} < \dot{Q}_0 < 250 \text{ MW}$	$750 \text{ kW} < \dot{Q}_0 < 25 \text{ MW}$
$150 \text{ kg} < C < 1,5 \text{ t}$	D	$750 \text{ kW} < \dot{Q}_0 < 7,5 \text{ MW}$	$75 \text{ kW} < \dot{Q}_0 < 750 \text{ kW}$

*AS : autorisation spéciale. A : autorisation. D : déclaration.

Tableau 3.11 – Conditions administratives à satisfaire en fonction de la puissance électrique absorbée, pour les installations utilisant des fluides frigorigènes classés A1.

	Conditions	Rayon d'affichage
$P_{\text{el}} < 50 \text{ kW}$	Rien	0
$50 \text{ kW} < P_{\text{el}} \leq 500 \text{ kW}$	D	0
$P_{\text{el}} > 500 \text{ kW}$	A	1 km

Tableau 3.12 – Conditions administratives à satisfaire en fonction de la puissance électrique absorbée, pour les installations utilisant des fluides frigorigènes toxiques ou inflammables.

	Conditions	Rayon d'affichage
$P_{\text{el}} < 20 \text{ kW}$	Rien	0
$20 \text{ kW} < P_{\text{el}} < 300 \text{ kW}$	DC	0
$P_{\text{el}} > 300 \text{ kW}$	A	1 km

C : soumis à contrôle périodique.

grosses installations de production du froid ($7,5 \text{ MW} < \dot{Q}_0$) sont concernées par la demande d'autorisation spécifique à l'ammoniac, les autres peuvent se contenter de la déclaration. En revanche, pour les unités à détente directe, la réglementation est plus contraignante puisque les unités au-delà de 750 kW sont concernées (ce qui inclut les petits supermarchés).

Ces grandeurs sont données à titre indicatif, car les installations frigorifiques doivent respecter la rubrique 2920 « Installations de réfrigération et de compression fonctionnant à des pressions effectives $> 10^5 \text{ Pa}$ », selon la puissance électrique absorbée.

Pour les fluides classés A1, les seuils sont indiqués dans le tableau 3.11.

Pour les fluides toxiques ou inflammables, ces seuils sont abaissés aux valeurs suivantes (tableau 3.12).

■ Cas des hydrocarbures

Pour le cas des hydrocarbures, la réglementation est encore ambiguë dans la mesure où la norme européenne EN 378 est moins stricte que l'arrêté français du 21 février 2000 du JO n° 68. En effet, en France, les hydrocarbures, inflammables sont interdits dans les ERP (établissements recevant du public) alors que la norme européenne EN 378, qui mentionne l'utilisation des fluides inflammables, définit trois catégories suivant le type d'occupation du local.

Cette norme laisse donc ouverte la possibilité d'utilisation de fluides frigorigènes inflammables suivant le type d'occupation. Pour un local de catégorie A (voir tableau 3.5), un système frigorifique bien conçu contenant moins de 1,5 kg d'hydrocarbure peut éventuellement produire une puissance frigorifique de 15 kW, voire un peu plus. Par exemple, si l'on souhaite installer un MFV (meuble frigorifique de vente) équipé d'un GRL (groupe refroidisseur de

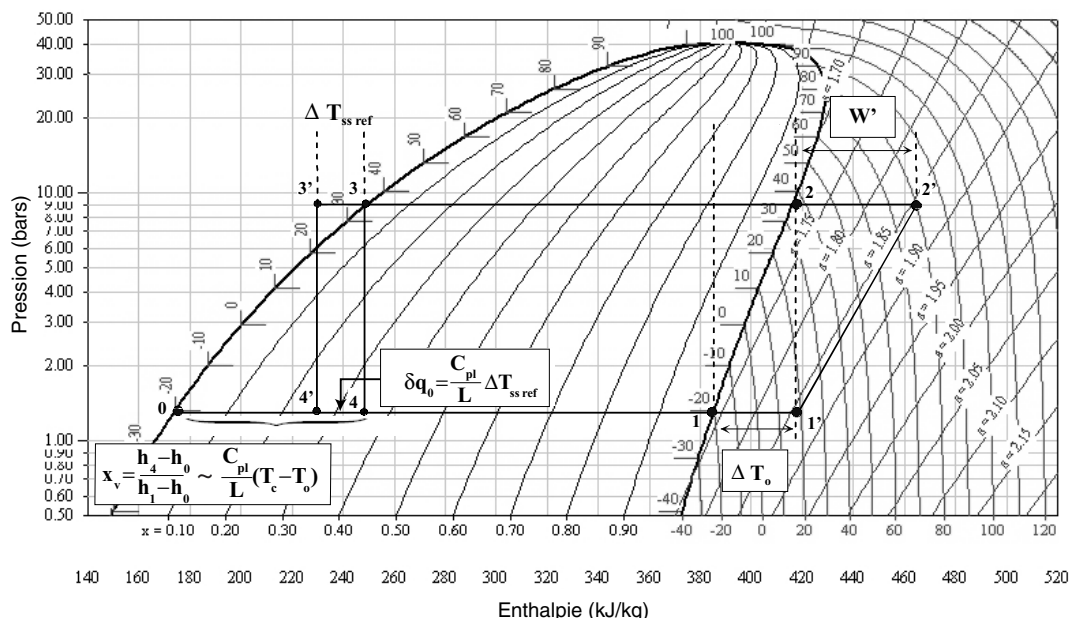


Figure 3.6 – Titre en vapeur et influence du sous-refroidissement.

liquide) fonctionnant au R-290 dans un petit local commercial dont le volume est de 100 m^3 , quelle quantité maximale de R-290 est-on autorisé à y installer d'après les normes ? D'après l'arrêté français, étant dans un ERP, l'utilisation du R-290 est interdite. D'après la norme européenne EN 378, le groupe « scellé » peut contenir au maximum 800 g de R-290 car la limite pratique du propane est de $0,008 \text{ kg/m}^3$. Si le système frigorifique est très bien conçu avec un confinement poussé, cela permettra de produire une puissance frigorifique comprise entre 5 et 10 kW.

À noter qu'en Europe, la majorité des réfrigérateurs et congélateurs ménagers fonctionnent aux hydrocarbures (généralement l'isobutane, R-600a ou un mélange isobutane-propane) et que des équipementiers proposent des groupes refroidisseurs de liquide aux hydrocarbures. C'est ainsi qu'en Allemagne, une dizaine de supermarchés utilisent le propane comme fluide frigorigène. Dans ce cas, les systèmes de production du froid sont installés dans un local technique et le froid est distribué à l'aide d'un fluide secondaire. Il n'est pas impossible que la situation se débloque très rapidement en faveur des

hydrocarbures suivant les capacités de l'industrie à maîtriser les problèmes relatifs à la sécurité, et suivant l'évolution de la réglementation.

De façon générale, lorsqu'on utilise des gaz inflammables, il est impératif d'analyser les risques afin de prévoir les méthodes permettant d'éviter toute explosion. Il faut entre autres surveiller l'atmosphère dans laquelle est implanté l'équipement avec des explosimètres, ou détecteurs de gaz, déclenchant des alarmes et des procédures de sécurité permettant d'éviter de dépasser la LII (limite inférieure d'inflammabilité), dont la plus importante est l'extraction d'air de la salle concernée (entrée d'air neuf et extraction de l'air vicié). Pour éliminer tout risque d'étincelle, il convient de déporter les matériels électriques ou à défaut, d'utiliser du matériel anti-déflagrant conforme aux normes EN 50-0014, EN 50-0018 et EN 50-0019. Ces normes définissent trois zones vis-à-vis de la dangerosité du local dans lequel sont utilisés les équipements électriques :

- zone 0 : emplacement où une atmosphère explosive consistant en un mélange air + matières combustibles sous forme de gaz, vapeur ou brouillard est présente en perma-

nence, ou pendant de longues périodes, ou fréquemment ;

- zone 1 : emplacement où la même atmosphère est susceptible de se former occasionnellement en fonctionnement normal ;
- zone 2 : emplacement où la même atmosphère n'est pas susceptible de se former en fonctionnement normal, ou si une telle formation se produit néanmoins, qu'elle ne soit que de courte durée.

Le cas d'équipements frigorifiques scellés correctement conçus et construits ne peut concerner que les zones 2.

Enfin, il est important d'examiner chaque cas particulier, et de supprimer toute source chaude. Dans ce cadre, tout le matériel électrique doit être anti-déflagrant, ou à défaut, être placé dans une enveloppe sous pression de gaz inerte (azote, par exemple). Cette précaution concerne les luminaires, les interrupteurs, les prises d'alimentation, les moteurs électriques, les contacteurs ou actionneurs... Dans tous les cas, la norme EN 378-3 impose l'utilisation d'au moins un détecteur réglé à un niveau ne dépassant pas 25 % de la limite inférieure d'inflammabilité dans l'air, et actionnant une alarme.

3.3.4 Quelques repères pour les propriétés des fluides

Parmi les propriétés des fluides frigorigènes, nous en distinguerons trois qui jouent un rôle important, et que l'on peut facilement relier aux propriétés thermophysiques, ce sont :

- le taux de compression ;
- la température de refoulement ;
- le titre en vapeur à l'entrée de l'évaporateur et l'influence du sous-refroidissement.

Lorsqu'on étudie un fluide dont les propriétés sont mal connues, il est utile de disposer de repères permettant de savoir si ce fluide peut être un bon fluide frigorifique ou non. Cette démarche de « screening » peut être utile, par exemple pour rechercher des substituts aux HFC. Utilisant l'approximation des gaz parfaits, nous allons en déduire quelques repères indiquant comment les fluides se situent par rapport aux trois propriétés énoncées plus haut. Néanmoins, il faut être prudent dans l'applica-

tion de ces critères notamment lorsqu'on se rapproche du point critique (ce qui sera particulièrement le cas avec le R-744) car l'hypothèse des gaz parfaits n'est plus valable. Cependant ces repères permettent de situer les fluides les uns par rapport aux autres.

■ Taux de compression

Supposant que la vapeur se comporte comme un gaz parfait et utilisant la relation de Clausius-Clapeyron qui relie la pression de vapeur saturante à la température :

$$\frac{\partial \log P}{\partial \frac{1}{T}} = -\frac{LM}{R} \quad (3.2)$$

où L est la chaleur massique de vaporisation, M est la masse molaire et R est la constante des gaz parfaits, on obtient pour le taux de compression τ :

$$\log \tau = \frac{LM}{R} \cdot \frac{T_c - T_0}{T_c T_0} \quad (3.3)$$

où T_0 et T_c sont respectivement les températures d'évaporation et de condensation. Dans la mesure où le produit LM n'est autre que la chaleur molaire de vaporisation, on en déduit que le taux de compression dépend d'une part des conditions opératoires à travers le groupement $\frac{T_c - T_0}{T_c T_0}$ et d'autre part du fluide frigorigène à travers la chaleur molaire de vaporisation.

■ Température de refoulement

Suivant la même démarche en supposant que la vapeur se comporte comme un gaz parfait, on peut également facilement montrer que la température de refoulement isentropique, T_{ref} , est donnée par :

$$\log \frac{T_{\text{ref}}}{T_0} = \frac{L}{c_{pv}} \frac{T_c - T_0}{T_c T_0} \quad (3.4)$$

où c_{pv} est la capacité thermique massique de la vapeur. Cette relation suppose que le c_{pv} est constant au cours de la compression, ce qui comme nous le verrons plus loin n'est pas rigoureusement le cas pour les fluides frigori-

gènes. On constate que la température de refoulement dépend des conditions opératoires à travers le groupement $\frac{T_c - T_0}{T_c T_0}$ et d'autre part du fluide frigorigène à travers le rapport $\frac{L}{c_{pv}}$. Il est courant d'entendre dire que la température de refoulement dépend du γ du fluide, c'est exact pour un taux de compression donné, néanmoins, ce n'est pas exact pour des températures de fonctionnement données. En fait le rapport $\frac{L}{c_{pv}}$ varie comme γ à une exception près, l'eau.

■ Titre en vapeur et influence du sous-refroidissement

Le titre en vapeur au cours de la détente isenthalpique (figure 3.6) est donné par :

$$x_v = \frac{c_{pl}}{L}(T_c - T_0) \quad (3.5)$$

où c_{pl} est la capacité thermique massique du liquide. Ce titre en vapeur dépend des conditions opératoires au travers de $(T_c - T_0)$ et du fluide frigorigène au travers du rapport $\frac{c_{pl}}{L}$. Plus ce rapport est élevé et plus le manque à gagner au niveau de la production du froid, dû au titre en vapeur, est important et donc plus le sous-refroidissement sera efficace. De plus, le gain enthalpique apporté par le sous-refroidissement est égal à $c_{pl}(T_c - T_{sref})$ à comparer à L , soit :

$$\text{gain sous-refroidissement} = \frac{c_{pl}}{L}(T_c - T_{sref}) \quad (3.6)$$

Pour un sous-refroidissement $(T_c - T_{sref})$ donné, le gain est d'autant plus important que le rapport $\frac{c_{pl}}{L}$ est élevé.

■ Trois groupements

On voit donc apparaître trois groupements qui permettent de classer les fluides frigorigènes vis-à-vis des trois propriétés citées plus haut : le taux de compression, la température de refoulement et enfin le titre en vapeur et l'influence du sous-refroidissement. Ces trois groupements sont d'une part la chaleur molaire de vaporisation, d'autre part le rapport $\frac{L}{c_{pv}}$ et enfin, le rap-

port $\frac{c_{pl}}{L}$. Rappelons que, pour un gaz parfait, l'enthalpie ne dépend que de la température, donc $c_{pv} = \left(\frac{\partial h}{\partial T}\right)_p$ ne dépend que de la température et est indépendant de la pression. Les fluides frigorigènes, notamment au voisinage de la température de changement de phase et près du point critique, présentent une capacité thermique qui dépend de la pression, ce qui prouve que leur comportement s'écarte de celui d'un gaz parfait. Parmi les fluides frigorigènes, le R-744 (CO_2) et le R-410A sont les fluides qui divergent le plus par rapport à cette approche simplifiée.

3.4 Mélanges de fluides frigorigènes

3.4.1 Rappels thermodynamiques

■ Solutions idéales de liquides : loi de Raoult

Pour une solution idéale, afin de connaître la pression totale et la composition de la phase vapeur en équilibre avec cette solution, il faut d'abord connaître la pression de vapeur saturante, $P_{i0}(T)$, de chaque liquide pur constituant le mélange (figure 3.7).

D'après la loi de Raoult, la pression partielle de chacun des composants dans la phase vapeur est proportionnelle à sa fraction molaire en

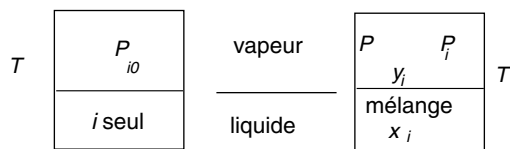


Figure 3.7 – Schéma illustrant les notations utilisées : P est la pression de vapeur totale correspondant à la solution liquide (x_i composition molaire en phase liquide), P_i est la pression partielle du composant i dans le mélange gazeux (y_i composition molaire en phase gazeuse). La pression de vapeur saturante de chaque composant i du liquide à l'état pur et à la température T du mélange est P_{i0} .

phase liquide :

$$P_i = x_i P_{i0} \quad (3.7)$$

où P_i est la pression partielle du composant i , dans le mélange, en équilibre avec la solution liquide dans laquelle la concentration molaire du composant i est x_i . P_{i0} est la pression de vapeur saturante du liquide pur i à la température de la solution.

Si l'on considère la phase vapeur comme un mélange de gaz parfaits, en combinant l'équation (3.7) avec la loi de Dalton, on obtient :

$$P_i = y_i P = x_i P_{i0} \quad (3.9)$$

qui conduit à :

$$K_i = \frac{y_i}{x_i} = \frac{P_{i0}}{P} \quad (3.10)$$

qui montre que le rapport des fractions molaires du composant i dans les phases vapeur et liquide est égal au rapport de la pression de vapeur saturante du composant i (P_{i0}) à la pression totale P . Ce rapport s'appelle la volatilité K_i du composant i : $K_i = y_i/x_i$

Attention : la loi de Raoult utilise la concentration molaire, x_i . Les concentrations molaire, x_i et massique, x_i^m sont définies comme suit :

$$x_i = \frac{n_i}{\sum_j n_j} = \frac{n_i}{n_{\text{mél}}}$$

$$\text{ou } x_i^m = \frac{m_i}{\sum_j m_j} = \frac{m_i}{m_{\text{mél}}} = \frac{n_i M_i}{\left(\sum_j n_j\right) M}$$

n_i est le nombre de moles du composant i dans le mélange.

$n_{\text{mél}}$ est le nombre total de moles dans le mélange.

m_i est la masse du composant i dans le mélange.

$m_{\text{mél}}$ est la masse du mélange.

M_i est la masse molaire du composant i .

M est la masse molaire du mélange.

Il vient alors :

$$x_i^m = \frac{x_i M_i}{M} \quad (3.11)$$

En phase vapeur on a de même :

$$y_i^m = \frac{y_i M_i}{M} \quad (3.12)$$

■ Solutions non idéales de liquides

Dans le cas des solutions réelles, des corrélations existent donnant les grandeurs thermodynamiques en fonction de la concentration et de la température. Pour les fluides frigorigènes, le logiciel REFPROP édité par le NIST a ainsi été choisi comme référence par l'ASERCOM.

3.4.2 Mélanges binaires

■ Mélanges binaires idéaux

Pour deux constituants, $x_1 = x$, $x_2 = (1 - x)$ et $y_1 = y$, $y_2 = (1 - y)$. Prenant, par exemple, la fraction molaire en phase liquide x du corps le moins volatil (pression saturante la moins élevée), on obtient ainsi :

$$P = x P_{10} + (1 - x) P_{20} = P_{20} + x(P_{10} - P_{20}) \quad [\text{a}]$$

$$y = \frac{P_1}{P} = \frac{x P_{10}}{x P_{10} + (1 - x) P_{20}} \quad [\text{b}] \quad (3.13)$$

Pour une température T , la relation donnant la pression P en fonction de x correspond à une droite reliant les pressions de saturation des deux corps purs. Dans un diagramme (P, x), la droite $P = f(x)$ est appelée *courbe de bulle*. Dans ce même diagramme (figure 3.8), on a coutume de représenter également la concentration y , et la courbe (P, y) est appelée *courbe de rosée*. On obtient ainsi un diagramme (P, x, y). Pour tracer la courbe de rosée, on se donne x , on déduit P de l'équation (3.13a) puis on calcule y . Pour une pression donnée, on détermine donc deux concentrations : la concentration x de la phase liquide et la concentration y de la phase vapeur. Pour une concentration donnée, on détermine également deux pressions : la pression de bulle donnée par l'équation (3.13a) et la pression de rosée donnée implicitement par :

$$y = \frac{P - P_{20}}{P \left(1 - \frac{P_{20}}{P_{10}}\right)} \quad (3.14)$$

En pratique, pour construire la courbe de rosée, on utilise un tableau intermédiaire donnant, pour une pression donnée, la concentration y .

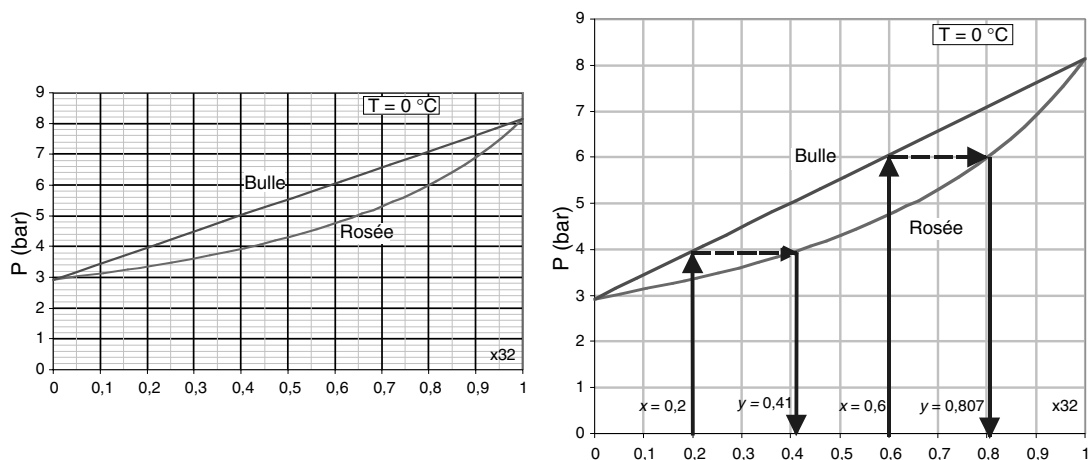


Figure 3.8 – Courbe de bulle $p = f(x)$ pour le mélange binaire (R-134a/R-32), considéré comme idéal, à 0 °C, et construction de la courbe de rosée.

La courbe de rosée est alors l'ensemble des points d'abscisse y et d'ordonnée P . La figure 3.8 présente la construction de deux points de cette courbe ($x_{32} = 0,2$; $P = 3,97$ bar ; $y_{32} = 0,41$) et ($x_{32} = 0,6$; $P = 6,05$ bar ; $y_{32} = 0,807$).

La différence entre les concentrations de chaque composant en phase liquide et vapeur est un résultat important qui est à la base des procédés de séparation par distillation. La séparation par distillation est d'autant plus importante que les pressions de vapeur saturante des corps purs utilisés dans le mélange diffèrent. Autant ce phénomène de distillation est positif pour la séparation (et, comme nous le verrons plus loin, pour les cycles à compression thermique de vapeur), autant il peut être pénalisant dans un cycle de réfrigération à compression mécanique de vapeur dans lequel la séparation n'est pas recherchée, bien au contraire. C'est la raison pour laquelle nous nous attacherons à quantifier cet effet dans la suite.

Dans la relation (3.13b), diviser numérateur et dénominateur par P_{10} conduit à :

$$y = \frac{x}{x + (1 - x) \frac{P_{20}}{P_{10}}} \quad (3.15)$$

Dans cette relation, la concentration x correspond à l'espèce 1. La relation entre x et y ne dépend que du rapport $\frac{P_{20}}{P_{10}}$. Si $P_{10} = P_{20}$,

$y = x$: c'est le seul cas où les compositions en phase gazeuse et liquide sont égales. Si $\frac{P_{20}}{P_{10}} \cong 0$,

$y = 1$: dans le cas du mélange d'une vapeur très volatile (P_{10} très grand) et d'une vapeur très peu volatile (P_{20} très faible), la phase gazeuse contient essentiellement de la vapeur très volatile quelle que soit la composition de la phase liquide. C'est le cas du mélange eau-ammoniac : l'ammoniac est beaucoup plus volatil que l'eau et la vapeur est très riche en ammoniac quelle que soit la composition de la phase liquide. C'est aussi le cas, dans une moindre mesure, des mélanges zéotropes de HFC présentant un glissement de température important (tels le R-407C). En revanche, en ce qui concerne les HFC purs ou les mélanges azéotropiques ou proches azéotropiques, les compositions en phases liquide et vapeur sont égales ou très proches.

■ Diagrammes de phase pour des systèmes binaires (équilibre liquide/vapeur)

Les diagrammes de phase sont particulièrement importants pour l'étude des mélanges. Nous n'avons pas retenu le R-410A dans la figure 3.10 car les pressions des R-32 et R-125 sont proches, nous avons pris un mélange R-32/R-134a pour lequel le rapport des pressions est plus important (à 0 °C, les pressions saturantes

sont : $P_{R-32} = 8,14$ bar et $P_{R-134a} = 2,93$ bar). D'après la règle de phase de Gibbs ($V = C + 2 - \Phi = 2 + 2 - 2 = 2$), où $C = 2$ est le nombre de constituants indépendants et $\Phi = 2$ est le nombre de phases en présence, un équilibre diphasique binaire est divariant. Le diagramme de phase d'un mélange binaire doit donc être représenté avec trois dimensions (pression en fonction de la composition et de la température ; en fait, on utilise des représentations à deux dimensions (température en fonction de la composition pour une pression donnée (figure 3.9) ou pression en fonction de la composition pour une température donnée (figure 3.10)). Le diagramme (température en fonction de la composition pour une pression donnée [figure 3.9]) définit trois régions séparées par des courbes ; ces régions représentent les domaines suivants : phase liquide (partie basse),

phase vapeur (partie haute), coexistence des phases liquide et vapeur dans le fuseau.

Sur la figure 3.10, à température constante, la courbe de séparation entre région liquide et région diphasique s'appelle *courbe d'ébullition commençante* ou plus simplement « courbe de bulle » ; ce n'est plus une droite, comme dans le cas des solutions idéales. La courbe de séparation entre région gazeuse et région diphasique s'appelle courbe de rosée. La courbe de bulle est celle qui nous est donnée par la relation entre P et x alors que la courbe de rosée est celle qui nous est donnée par la relation entre P et y . Ce diagramme est valable pour une température donnée ; généralement on présente des réseaux de courbes correspondant à différentes températures. Les diagrammes diffèrent beaucoup suivant que le mélange binaire est zéotrope ou azeotrope, nous allons considérer les deux cas.

A

PRODUCTION DU FROID

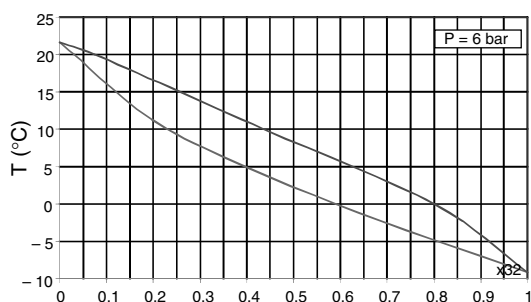


Figure 3.9 – Diagramme (T, x, y) , pour une pression totale constante, du mélange binaire idéal zéotrope R-134a/R-32.

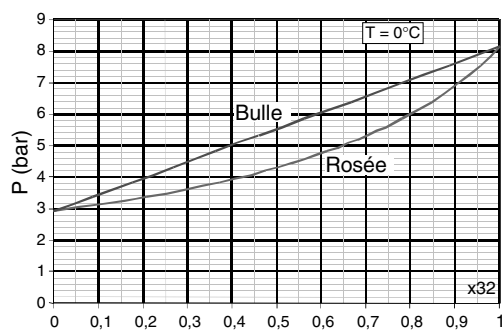


Figure 3.10 – Pression de vapeur saturante à la température de 0 °C, en fonction de la composition, pour un mélange idéal R-134a/R-32, d'après la loi de Raoult. L'abscisse x_{32} est le titre molaire en R-32.

■ Mélanges zéotropes

En chauffant à pression totale constante un liquide pur, sa température augmente et lorsque la température atteint la température d'ébullition commençante correspondant à la pression P de l'expérience, l'ébullition se produit à pression et température constantes jusqu'à épuisement du liquide, ensuite la température de la vapeur augmente seulement lorsque tout le liquide s'est évaporé.

Pour un mélange binaire zéotrope, l'effet produit est très différent. Soumettons un mélange binaire zéotrope à des conditions identiques de chauffage à pression totale constante. Considérons une solution liquide $A + B$ de concentration molaire $x_A = \frac{n_A}{n_A + n_B}$ (figure 3.11). Dans les lignes qui suivent, nous décrivons qualitativement ce qui se produit lorsqu'on chauffe à pression constante une solution binaire en partant d'un liquide sous-refroidi pour arriver à de la vapeur surchauffée. C'est une opération proche de celle qui se produit dans un évaporateur à détente directe, pour une masse unitaire de fluide. Partant d'une solution sous-refroidie (point 1), chauffons la solution, la température augmente et l'on décrit la droite d'abscisse x_A . Lorsque cette droite intercepte la courbe de bulle commençante (sépara-

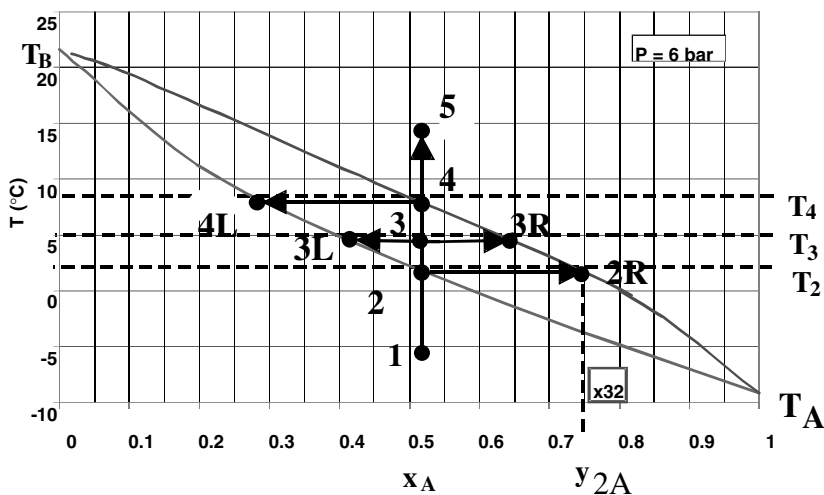


Figure 3.11 – Diagramme (T, x, y) pour une pression totale constante, du mélange binaire zéotrope R-134a/R-32 : visualisation des transformations d'ébullition et de condensation décrites dans le texte.

tion de la région liquide et de la région diphasique) au point 2 auquel correspond la température T_2 (température d'évaporation commençante à la pression P de l'expérience), l'évaporation commence. Cette température d'évaporation T_2 est comprise entre la température d'évaporation T_A du corps le plus volatil et celle T_B du corps le moins volatil. Rappelons que la volatilité d'un constituant s'exprime par le rapport de ses concentrations respectivement en phase vapeur et en phase liquide :

$$K_A = \frac{y_A}{x_A} \quad (3.17)$$

D'après la loi de Raoult, la volatilité pour une solution idéale s'écrit aussi :

$$K_A = \frac{y_A}{x_A} = \frac{P_A}{x_A P_A + x_B P_B} \quad (3.18)$$

Pour avoir, d'après le diagramme, la composition de la phase vapeur en équilibre avec le liquide de composition x_A et de température T_2 , il suffit de tracer l'isotherme $T = T_2$ qui intercepte la courbe de rosée (séparation

entre région diphasique et région de phase vapeur) au point 2R. L'abscisse de ce point 2R donne la composition y_{2A} de la phase gazeuse en équilibre avec la solution liquide de composition x_A (figure 3.11). Ayant pris en abscisse la concentration du corps A le plus volatil, d'après la forme du fuseau de la région diphasique, on constate que $y_{2A} > x_A$ et donc que $y_{2B} < x_B$ puisque $x_B = 1 - x_A$ et $y_{2B} = 1 - y_{2A}$, ce qui conduit à $K_B < K_A$. La composition de la phase vapeur étant différente de celle de la phase liquide, la composition de la phase liquide va évoluer au fur et à mesure que va se poursuivre l'évaporation. Mais, à la pression P de l'expérience, la température d'ébullition dépendant de la composition du liquide, la conséquence importante est que, dans ce cas, la température d'ébullition à pression totale constante n'est plus constante contrairement au cas de l'ébullition d'un corps pur. Le corps le plus volatil s'évaporant plus vite que le corps le moins volatil, pour une quantité donnée de fluide, par exemple une masse unitaire de fluide qui évolue dans un évaporateur, au fur et à mesure que l'évaporation se produit, la température d'ébullition augmente car la solu-

tion liquide s'enrichit en liquide le moins volatil. La température maximale d'ébullition est la température T_4 correspondant à l'intersection de la droite d'abscisse x_A avec la courbe de rosée. En effet, au fur et à mesure que la température d'ébullition augmente, la quantité de liquide diminue et la quantité de vapeur augmente. À tout instant, par exemple au point 3, la composition x_{3A} de la phase liquide est donnée par l'intersection de l'isotherme T_3 avec la courbe d'ébullition commençante en 3L. La composition de la phase vapeur y_{3A} est donnée par l'intersection de l'isotherme T_3 avec la courbe de rosée en 3R. Les quantités respectives de liquide et de vapeur sont données par les longueurs des segments 3 – 3R et 3 – 3L ou par la règle des leviers.

Le chauffage continuant, l'évaporation se poursuit jusqu'à disparition de la phase liquide. À cet instant, le point représentatif du mélange est en 4 (intersection de l'isotherme x_A et de la courbe de rosée) ; la composition de la phase vapeur est $y_{4A} = x_A$, et celle de la dernière goutte de liquide est x_{4L} . À partir de ce point 4, la vapeur continue à s'échauffer mais sa composition reste constante : le point représentatif du mélange se déplace sur la verticale d'abscisse x_A . On constate donc qu'au cours de l'évaporation (2 – 4) :

- la température du mélange diphasique augmente (de T_2 , température de bulle à T_4 , température de rosée ; la différence $T_4 - T_2$ s'appelle le *glissement* ou *glide* en anglais) ;
- les compositions des phases liquide et vapeur sont différentes et évoluent au cours de l'évaporation ;
- la phase vapeur est toujours plus riche en composant le plus volatil (corps A) que la phase liquide ;
- les deux phases s'appauvrissent en constituant le plus volatil (composant A) : pour la phase liquide, la fraction molaire est maximale à l'évaporation commençante (en 2), puis elle est inférieure à la fraction molaire initiale globale x_A ; pour la phase vapeur, la fraction molaire du composant A est toujours supérieure à x_A .

Les propriétés d'ébullition des mélanges binaires ont des conséquences importantes pour l'évaporation des fluides frigorigènes constitués de mélanges. En effet, à pression constante dans l'évaporateur, la température varie au fur et à mesure que le fluide progresse en s'évaporant. Pour les fluides frigorigènes, le glissement est positif : la température en sortie d'évaporateur est supérieure à la température d'entrée. Dans le cas d'un mélange binaire, la différence de température est d'autant plus importante que la différence de température saturante (à la pression d'évaporation), des deux fluides constituant le mélange, est grande. De plus, les concentrations de la phase liquide et de la phase vapeur ne sont pas les mêmes et elles évoluent au cours de l'évaporation. Le même phénomène, un peu plus compliqué pour la composition, existe bien entendu pour des fluides ternaires. Par ailleurs, un phénomène identique existe pendant la phase de condensation : la température de condensation n'est pas constante non plus. Dans ce cas, la température diminue (dans le cas des fluides frigorigènes) au sein du condenseur au fur et à mesure que la condensation se produit. Il est possible de tirer profit de cette variation de température en cours d'évaporation (et de condensation) pour augmenter l'efficacité des échangeurs.

La figure 3.12 présente une comparaison entre les propriétés réelles (calculées avec d'après le logiciel REFPROP) et celles données par la loi de Raoult pour le mélange binaire R-134a/R-32 à la température de 0° C. On constate que la loi de Raoult représente très correctement la tendance mais ne donne pas les valeurs exactes des pressions : l'écart atteint 20 % dans ce cas.

■ Mélanges azéotropes

Dans certains cas, le diagramme de phase liquide-vapeur d'un mélange binaire présente un extremum, un tel mélange est appelé mélange azéotrope (par opposition, on appelle mélange non azéotrope ou plus simplement mélange zéotrope, un mélange pour lequel le diagramme de phase ne présente pas d'extremum autre que les corps purs). Il existe des mélanges azéotropes où l'extremum est un maximum (figure 3.13) et d'autres pour les-

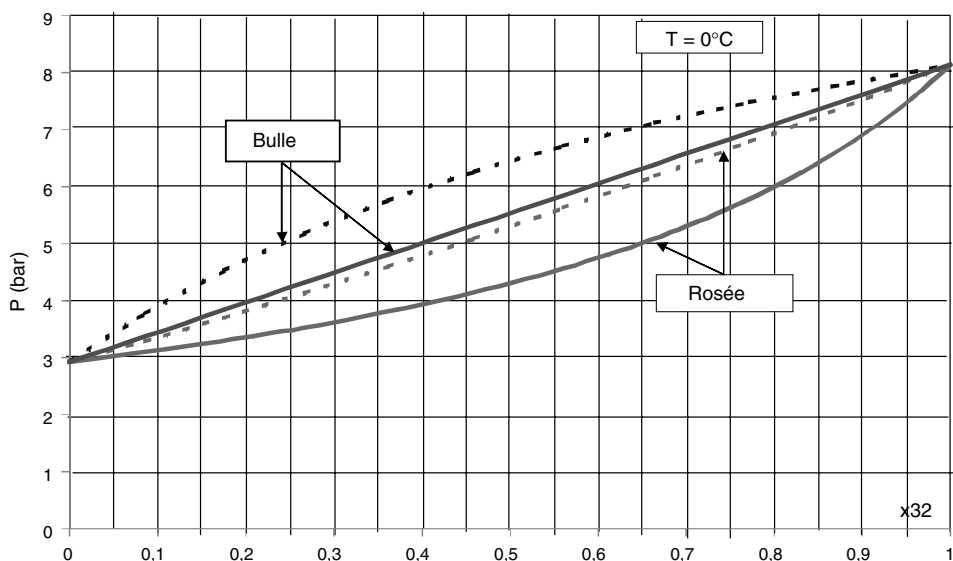


Figure 3.12 – Pression de vapeur saturante à la température de 0 °C, en fonction de la composition, pour le mélange binaire R-134a/R-32 suivant la loi de Raoult (lignes continues) donnée par les équations (3.13) à (3.15) et par les propriétés réelles du mélange (lignes en pointillés).

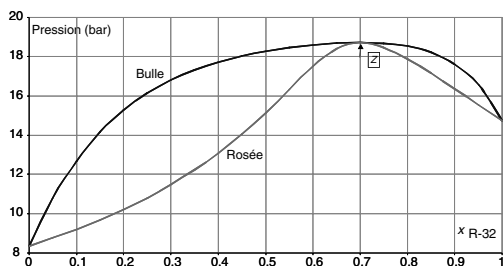


Figure 3.13 – Pression de vapeur saturante à la température de 20 °C, en fonction du titre massique en R-32, pour le mélange propane/R-32.

quels l'extremum est un minimum. On parle aussi de mélanges à déviation positive (maximum) ou négative. Les mélanges de fluides frigorigènes zéotropes sont en général à déviation positive. Dans les deux cas, pour la composition de l'azéotrope, les phases liquide et vapeur ont des compositions identiques.

L'azéotrope se comporte donc comme un corps pur. Dans le cas du mélange azéotrope, on se trouve dans la situation du corps pur lorsque la concentration azéotrope est atteinte : l'évaporation a

lieu à pression constante si la température est maintenue constante. Néanmoins, la composition azéotrope varie avec la pression et la température si bien qu'en toute rigueur, un fluide azéotrope pour une température donnée ne sera plus exactement azéotrope pour une autre température, ce sera alors un corps quasi azéotrope.

3.4.3 Présentation du R-410A : mélange binaire non idéal

Dans le cas d'un mélange binaire non idéal, les propriétés sont données par des corrélations ou des logiciels. Le R-410A est un mélange binaire proche azéotrope de deux HFC : le R-32 et le R-125. Il n'a donc aucune action sur la couche d'ozone. Il est, en principe, destiné à remplacer le R-22 dans les applications de conditionnement d'air, de refroidissement de liquides et de froid commercial.

■ Diagrammes du mélange R-32/R-125

Les figures 3.14 et 3.15 présentent les diagrammes ($P, x, 0^\circ\text{C}$) et (T, x) d'un mélange

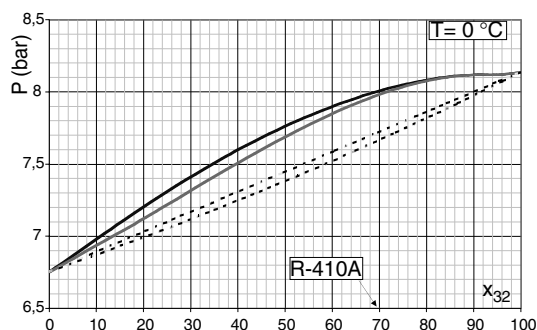


Figure 3.14 – Diagramme (P, x, y) du mélange R-32/R-125 à 0 °C. Les courbes en traits pleins correspondent aux propriétés réelles du mélange données par le logiciel REFPROP et celles en pointillés correspondent à la loi de Raoult.

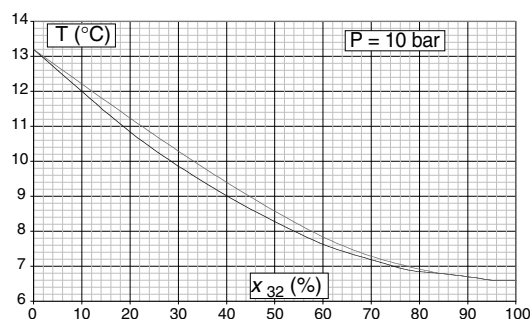


Figure 3.15 – Diagramme (T, x) du mélange R-32/R-125 à $P = 10$ bar d'après REFPROP.

R-32/R-125. Le titre molaire en R-32 du R-410A est égal à 69,8 % (correspondant à un titre massique de 50 %). Le très faible glissement de température constaté sur ces diagrammes confirme que le R-410A est un mélange proche azéotrope.

□ Diagramme (P, x, y)

La figure 3.14 permet de conclure que l'hypothèse d'un mélange idéal constitue une approche correcte de la réalité, puisque l'erreur sur les pressions de bulle et de rosée est seulement de 0,6 bar (pour la composition correspondant au R-410A). La composition des phases évolue exactement entre les mêmes limites.

□ Diagrammes pression/température

La figure 3.16 montre le diagramme pression/température du R-32, du R-125 et du R-410A. Pour ce dernier fluide, on a représenté la courbe de pression du liquide saturant (pression de bulle).

L'examen de cette figure amène aux conclusions suivantes :

- Le R-32 est plus volatil que le R-125.
- Les courbes de saturation du R-32 et du R-125 sont relativement proches.
- Bien que les deux composants soient présents dans le R-410A en proportions massiques égales, la pression du R-410A, à une température donnée, est beaucoup plus proche de celle du R-32 que de celle du R-125 d'une part à cause de la concentration molaire plus élevée en R-32 et d'autre part à cause de la non idéalité.

Les courbes de pression de bulle et de rosée du R-410A sont pratiquement superposées ; pour une pression donnée, ce fluide s'évapore à une température que l'on peut estimer constante : à titre d'exemple, pour une pression de 10 bar, la température de bulle est de 7,7 °C, celle de rosée est de 7,8 °C. Le R-410A est donc un mélange binaire proche azéotrope.

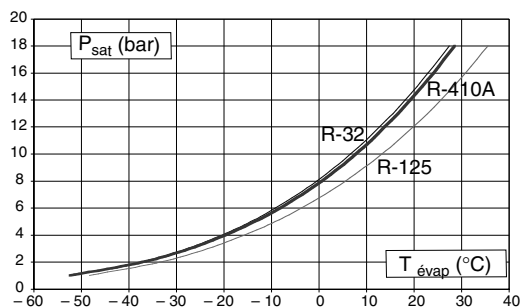


Figure 3.16 – Diagramme de la pression de vapeur saturante (P, T) du R-410A et des deux fluides qui le composent.

3.4.4 Mélanges ternaires

■ Solutions idéales

Une démarche identique à celle présentée pour les mélanges binaires peut être développée pour les mélanges ternaires. Considérons

une solution ternaire idéale de composition identique à celle du mélange R-407C. Selon la loi de Raoult, la pression du mélange est donnée en fonction des concentrations molaires en phase liquide et des pressions saturantes des corps purs à la même température par :

$$P = x_{R-32} P_{0R-32} + x_{R-125} P_{0R-125} + x_{R-134a} P_{0R-134a} \quad (3.19)$$

Les concentrations molaires x_i (ou y_i) sont reliées aux concentrations massiques x_i^m (ou y_i^m) par la relation :

$$\begin{aligned} x_i &= \frac{M}{M_i} x_i^m \text{ où } M_l = \sum_i x_i M_i \\ y_i &= \frac{M_v}{M_i} y_i^m \text{ où } M_v = \sum_i y_i M_i \end{aligned} \quad (3.20)$$

Il faut être vigilant car la masse molaire du mélange qui doit intervenir dans ces formules de conversion est celle correspondant aux concentrations réelles dans les phases liquide et vapeur : elle n'est pas nécessairement égale à la masse molaire M correspondant à la concentration nominale du mélange ; c'est ainsi que $M_v \neq M_l \neq M$.

La concentration en phase vapeur s'obtient par :

$$y_i = \frac{x_i P_{i0}}{P} = \frac{x_i P_{i0}}{\sum_j x_j P_{j0}} \quad (3.21)$$

Considérons un mélange nominal donné dans lequel les concentrations en phase liquide, x_i , sont imposées, il est utile d'observer que les concentrations en phase vapeur, y_i , dépendent des conditions opératoires et donc de la température.

Pour le R-407C, les valeurs des concentrations à 0 °C sont données dans le tableau 3.15.

La pression de bulle P à 0 °C est donnée par :

$$\begin{aligned} P &= 0,38 \times 8,14 + 0,18 \times 6,75 + 0,44 \times 2,93 \\ &= 5,6 \text{ bar} \end{aligned}$$

Il existe des différences de concentration importantes entre les phases liquide et vapeur : le R-134a est le fluide le moins volatil et sa concentration en phase vapeur est nettement plus faible que sa concentration en phase liquide ; pour le R-32 qui est le plus volatil, c'est le contraire, sa concentration en phase vapeur est

nettement plus élevée que celle en phase liquide ; pour le R-125, la concentration en phase vapeur est légèrement plus élevée que celle en phase liquide car il est légèrement plus volatil que le mélange (comme le montre la figure 3.19, la pression de saturation du R-125 est plus élevée que la pression de bulle du R-407C).

■ Variation de la composition dans le circuit

□ Solution idéale

Dans une installation utilisant un mélange zéotrope, les compositions en phase liquide et en phase vapeur sont différentes. Nous avons calculé la composition en phase vapeur dans un mélange idéal (voir § 3.4.2) et nous avons vu qu'elle était différente de la concentration en phase liquide. Ce résultat peut conduire à un phénomène de distillation si l'équivalent de plateaux de distillation existe au niveau de l'évaporateur et du condenseur. Considérons une installation qui vient d'être chargée avec la composition nominale du R-407C. On connaît la masse de fluide introduite dans le circuit ainsi que sa composition. On connaît donc les masses des différents composants. Considérant le R-407C, on connaît les masses de R-32, R-125 et R-134a. L'installation étant à température ambiante, son volume est connu et connaissant la masse de fluide ainsi que les volumes massiques, on peut en déduire les concentrations en phase liquide et en phase vapeur. Pour effectuer ce calcul, nous allons assimiler l'installation globale à un seul volume V , comprenant la masse totale de fluide m , dans lequel vont coexister les deux phases. Appliquons cette analyse, à partir de la loi de Raoult, au R-407C :

$$\begin{cases} m = m_l + m_v \\ V = V_l + V_v \end{cases} \quad (3.22)$$

Introduisant les trois compositions molaires : nominale x_{i0} du liquide initialement chargé, en phase liquide x_i et en phase vapeur y_i , le bilan de masse sur chaque constituant donne :

$$\begin{aligned} x_{i0} N &= [x_i (1 - \tau_{\text{mol}}) + y_i \tau_{\text{mol}}] N \\ \Rightarrow \frac{x_{i0} - x_i}{y_i - x_i} &= \tau \quad (3.23) \\ \Rightarrow x_{i0} &= x_i (1 - \tau_{\text{mol}}) + y_i \tau_{\text{mol}} \end{aligned}$$

où N est le nombre de moles et $\tau_{\text{mol}} = \frac{N_v}{N}$ est le titre molaire en vapeur. On retrouve une loi des leviers reliant les concentrations liquide (x_i), vapeur (y_i) et nominale (x_{i0}) et le titre molaire en vapeur. Tenant compte de $y_i = \frac{x_i P_{i0}}{P}$ et de la définition de la volatilité $K_i = \frac{P_{i0}}{P}$, (3.23) s'écrit :

$$x_i = \frac{x_{i0}}{1 - \tau_{\text{mol}}(1 - K_i)} \quad (3.24)$$

Les corps plus volatils ($K_i > 1$, R-32 et R-125) auront une concentration molaire en phase liquide inférieure à la concentration molaire nominale alors que le corps le moins volatil ($K_i < 1$, R-134a) aura, au contraire, une concentration molaire en phase liquide supérieure à la concentration molaire nominale. Ce sera le contraire pour la phase vapeur. Il faut être vigilant en utilisant l'équation (3.24) car pour calculer la volatilité, il faut tenir compte de la pression réelle et non pas de la pression de bulle.

□ Composition circulante

Un premier résultat important est qu'à partir du moment où les deux phases coexistent et où le mélange est un mélange à glissement avec $y_i \neq x_i$, les compositions des phases liquide et vapeur diffèrent mais de plus, aucune n'est égale à la concentration nominale. La composition circulante est celle de la solution qui circule dans une installation, en régime permanent. Elle diffère de la solution nominale et des concentrations en phase liquide et en phase vapeur dans les composants de l'installation où les deux phases coexistent. La composition locale en un point d'un composant, représentée sur la figure 3.17, est celle donnée par le bilan matière local (on comptabilise la masse de chaque espèce quelle que soit la phase). Sur la figure 3.17 est représenté un profil de composition calculé pour le R-407C considéré comme solution idéale, dans une installation standard à détente directe, représentant un volume interne de 24 l, et chargée avec 7 kg de R-407C. La composition circulante diffère de la composi-

tion nominale chargée : elle est plus riche en R-32 et en R-125 et plus pauvre en R-134a. Cette remarque explique pourquoi, les fournisseurs de R-407C livrent souvent un fluide dont la composition est légèrement différente de la concentration nominale (pour ce fluide, leur tolérance est de 2 % massique d'écart par rapport à la concentration nominale, pour chacun des trois composants). Souvent, il y a un peu moins de R-32. Revenant à la figure 3.17, on constate de très fortes variations de composition dans l'évaporateur et dans le condenseur. Deux causes à cet effet : d'une part le glissement de température entraîne un gradient de concentration locale dans chaque composant ; d'autre part la vitesse de la phase vapeur est toujours plus élevée que celle de la phase liquide à cause du changement de phase et, les deux phases ont des concentrations différentes. Un second résultat important est que les concentrations vont dépendre du titre en vapeur (donc du volume de l'installation et de sa charge) et enfin, pour un titre en vapeur donné, les concentrations vont dépendre de la température. On entrevoit ici toute la difficulté du problème.

3.4.5 R-407C, mélange ternaire non idéal

Les propriétés thermodynamiques réelles (concentrations et pressions) des mélanges peuvent être calculées à partir de lois de mélanges correspondant à la réalité et données, par exemple, par le logiciel REFPROP. Les tendances indiquées plus haut à partir de la loi de Raoult sont tout à fait confirmées, néanmoins, les valeurs exactes des concentrations et des pressions diffèrent.

■ Diagramme (P, T) du R-407C

La figure 3.18 montre le diagramme (P, T) du R-32, du R-125, du R-134a et du R-407C. Pour ce dernier fluide, on a représenté la courbe de pression du liquide saturant (pression de bulle).

La figure 3.19 montre les courbes de pression de bulle et de rosée du R-407C. Ces deux courbes sont nettement différentes ; pour une pression donnée, la température d'évaporation augmente. Ainsi, pour $P = 10$ bar, elle passe

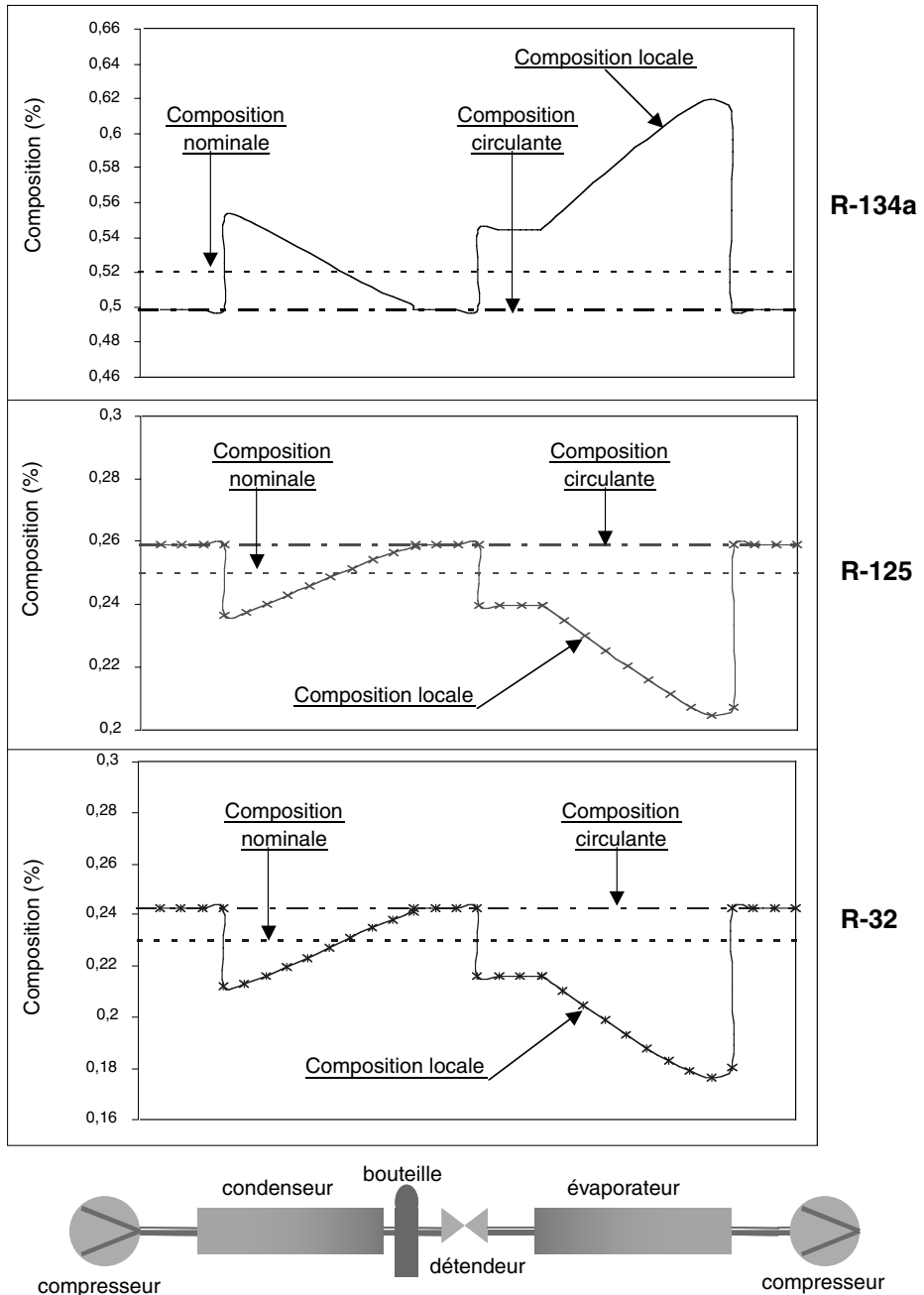


Figure 3.17 – Variation des concentrations dans un circuit frigorifique chargé avec du R-407C nominal et en régime permanent, en considérant le R-407C comme une solution idéale (d'après M. Youbi-Idrissi, communication privée).

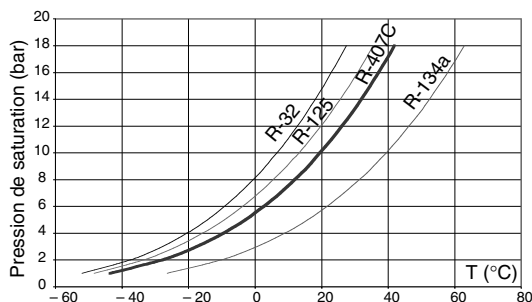


Figure 3.18 – Diagramme de la pression de vapeur saturante (P, T) du R-407C et des trois fluides qui le composent.

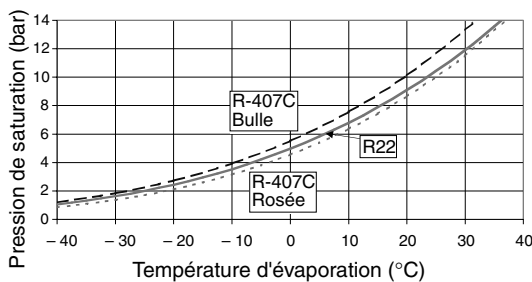


Figure 3.19 – Pressions de bulle et de rosée du R-407C en fonction de la température.

de 19,5 °C (température de bulle, évaporation commençante) à 24,9 °C (température de rosée, évaporation finissante), ce qui correspond à un glide de 5,4 °C. Le R-407C est donc un mélange azéotropique.

□ Influence du titre en vapeur et influence d'une fuite

Considérons la charge d'une installation à partir d'un mélange R-134a/R-32 d'une composition nominale massique donnée (30 % de R-32). La température est de 25 °C. Avant que la pression n'atteigne le point de rosée, la pression croît à composition constante. Mais dès que le point de rosée (2) est atteint (figure 3.20), pour $P = 9,5$ bar, il y a apparition de liquide (3) dont la concentration est plus faible en R-32 (0,17). Lorsque le remplissage se poursuit, la pression continue à augmenter dans le réservoir B (contrairement à ce qui se produisait dans le réservoir A) et les

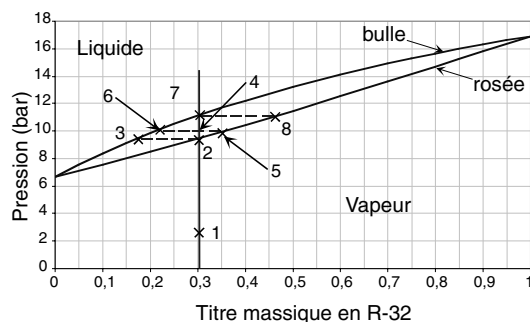


Figure 3.20 – Augmentation de la pression à température constante, pour le mélange binaire R-32/R-134a initialement en phase liquide, et comprenant 30 % en masse de R-32.

concentrations en phase liquide et vapeur évoluent au cours du remplissage. Ainsi lorsqu'on est au point 4, $P = 10$ bar, les concentrations en phases vapeur et liquide sont respectivement de 0,35 (point 5) et 0,22 (point 6, figure 3.20) et le titre en vapeur est donné par la règle des leviers :

$$\tau_v = \frac{x_N - x_l}{y_v - x_l} = \frac{0,3 - 0,22}{0,35 - 0,22} = 0,62$$

Lorsque le réservoir est plein de liquide (7), la composition du liquide est à nouveau égale à la composition nominale alors que celle de la dernière goutte de vapeur est égale à la composition du point 8 (0,48). Au cours d'une telle charge, la concentration massique en R-32 de la vapeur varierait entre 0,3 et 0,48 alors que la concentration de la phase liquide varie entre 0,17 et 0,3. De son côté, la pression évolue entre 9,5 et 11,2 bar.

Si au lieu de considérer la charge d'une installation, on considère la décharge d'une bouteille, un effet similaire mais symétrique existe. Les conséquences de ce phénomène sont importantes :

- la pression augmente au cours d'une charge isotherme (et diminue au cours d'une décharge isotherme) ;
- les compositions en phase liquide et en phase vapeur dépendent de la charge : la compo-

tion du fluide chargé dépend donc de la charge de la bouteille.

Les constructeurs et installateurs doivent tenir compte des considérations suivantes :

- la conception et la charge en fluide frigorigène d'une installation ont une influence sur les compositions des phases liquide et vapeur ;
- au cours de la charge, la concentration du liquide transféré et la pression dans la bouteille dépendent du niveau de liquide dans la bouteille : il ne faut jamais charger une installation à partir d'une bouteille de R-407C presque vide (lorsque la charge restante devient inférieure à 10 % de la charge initiale) ;
- l'utilisation de bouteilles séparatrices (avec grand volume de vapeur) n'est pas recommandée ;
- les conséquences de fuites sur la composition de la phase liquide ne sont pas dramatiques et on peut recharger, après une fuite, une installation avec du R-407C nominal sans risques majeurs.

3.4.6 R-404A, mélange ternaire non idéal et proche azéotrope

Le R-404A est un mélange de trois HFC avec la composition massique suivante :

R-125 : 0,44 R-143a : 0,52 R-134a : 0,04

À l'inverse du R-407C, il s'agit d'un mélange proche azéotrope, comme le montrent les figures 3.21 et 3.22.

La figure 3.21 montre l'évolution des pressions de saturation du R-404A et de ses constituants. Pour le R-404A, les pressions de bulle et de rosée sont assez proches : ceci est confirmé par la figure 3.22, présentant l'évolution du glissement entre -40 °C et $+40\text{ °C}$. Ce dernier reste inférieur à 1 °C sur toute la plage d'utilisation : le R-404A est un mélange quasi azéotrope.

□ Composition circulante

L'analyse de la composition locale dans une installation chargée au R-407C a montré que les variations de composition les plus fortes se produisent au niveau des échangeurs de chaleur ;

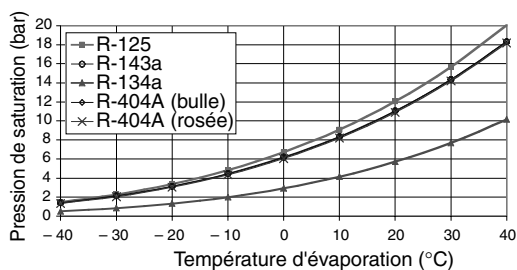


Figure 3.21 – Diagramme pression/température du R-404A et de ses constituants : les pressions de bulle et de rosée du R-404A sont pratiquement confondues.

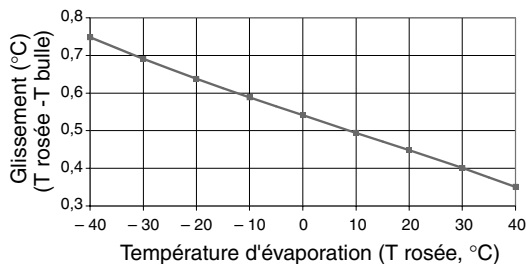


Figure 3.22 – Évolution du glissement de température du R-404A lors d'un changement de phase liquide-vapeur, en fonction de la température de rosée.

pour le R-404A, mélange proche azéotrope, ces variations sont moins importantes. La figure 3.23 montre l'évolution des titres massiques en R-125, R-143a et R-134a dans l'évaporateur.

□ Détail des phases en présence dans un réservoir – Influence d'une fuite

Les fuites en phases liquide ou vapeur ont très peu d'influence sur la composition du R-404A dans l'installation de telle sorte que les conséquences de l'utilisation du R-404A sont très différentes de celles de l'utilisation du R-407C. C'est ainsi que l'utilisation de bouteilles séparatrices basse pression est possible et il n'y a plus de problème à effectuer une charge à partir d'une bouteille partiellement pleine.

Les variations de concentrations massiques globales dues à une fuite de 20 % en phase vapeur ou en phase liquide sont très faibles, voire à la

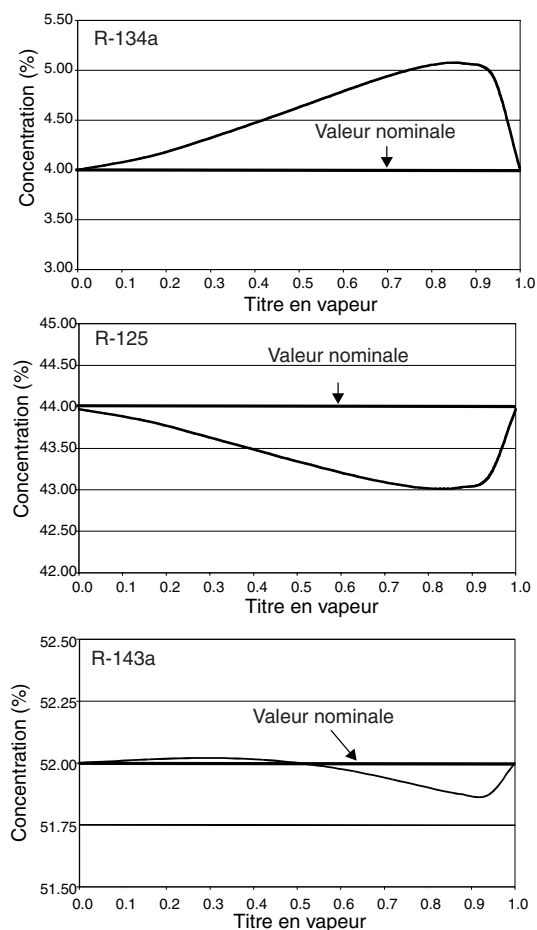


Figure 3.23 – Variation des concentrations massiques dans l'évaporateur d'un circuit frigorifique à détente directe, chargé avec du R-404A nominal et en régime permanent (d'après M. Youbi-Idrissi, communication privée).

limite de la précision de mesures expérimentales. Au cours d'une fuite en phase vapeur, la concentration du R-125, corps le plus volatil, diminue très légèrement alors que celle du R-134a, corps le moins volatil, augmente très légèrement. Au cours d'une fuite en phase liquide, c'est le contraire qui se produit.

Pour l'utilisateur, les conséquences de l'utilisation d'un mélange azéotrope sont mineures :

- la conception de l'installation et la charge en fluide frigorigène n'ont que très peu d'influence sur les concentrations des phases ;

- l'utilisation de bouteilles séparatrices basse pression est possible (en limitant autant que possible le volume de la vapeur) ;
- la charge à partir d'une bouteille seulement partiellement pleine ne pose pas de problème ;
- les conséquences de fuites sur les concentrations sont négligeables et la recharge ne pose pas de problème.

3.5 Hydrocarbures : exemple du propane (R-290)

Parmi les hydrocarbures, en considérant les pressions saturantes, l'isobutane est utilisé pour des températures d'évaporation supérieures à $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ alors que le propane supporte les plus basses températures et est adapté pour le froid industriel ou commercial. Des mélanges d'isobutane, butane et/ou propane sont également proposés. Dans ce paragraphe, nous concentrerons notre attention sur le propane.

Le propane est un hydrocarbure, il est donc inflammable. À ce titre, son utilisation est fortement réglementée en France et dans une partie de l'UE, et dans cette zone, il n'est utilisé en général que dans des unités de faible puissance, avec de petites charges en fluide frigorigène (de l'ordre de quelques dizaines de grammes). Au-delà, la réglementation française impose des dispositifs de sécurité qui rendent prohibitif le prix de l'installation. À cause de ce caractère d'inflammabilité, le propane ne peut être envisagé lors d'une simple opération de conversion.

Nous allons présenter les propriétés du propane comme fluide frigorigène au travers d'une étude comparative de différents fluides mais auparavant, abordons les problèmes de coefficients d'échange et de comportement avec les huiles.

3.5.1 Coefficients d'échange thermique et pertes de charge

Les coefficients de convection du propane sont nettement supérieurs à ceux du R-22 en évaporation, et très légèrement inférieurs en condensation. Les coefficients globaux d'échange ther-

mique des évaporateurs à eau peuvent présenter un écart de 25 à 30 % en faveur du propane ; au condenseur, les coefficients d'échange seront équivalents.

Les pertes de charge du propane sont supérieures à celles du R-22, si l'on considère un débit massique constant. Mais pour produire la même puissance frigorifique, le débit massique du propane est de 35 à 45 % plus faible : les pertes de charge diminuent d'environ 20 % par rapport au R-22, à puissance frigorifique constante.

En pratique, les faibles chutes de pression avec le propane doivent permettre d'optimiser les échangeurs mis en œuvre, ce qui favorisera encore le propane et devrait permettre d'améliorer le COP pratique.

3.5.2 Comportement avec les huiles et les élastomères

Le propane, comme tous les hydrocarbures, présente une très forte miscibilité avec les huiles minérales, ce qui impose *a priori* de choisir un lubrifiant de plus haute viscosité, et peut poser des problèmes de moussage. Les PAG sont moins solubles, et sont couramment utilisés avec les hydrocarbures.

Les NBR présentent une bonne compatibilité avec les hydrocarbures aliphatiques tels que le propane en présence d'huile minérale. Par contre, les élastomères à base d'EPDM sont à éviter.

3.6 Dioxyde de carbone (R-744)

Le dioxyde de carbone est utilisé d'une part comme fluide frigorigène basse température pour les cascades et d'autre part pour la climatisation. Dans le premier cas, il est utilisé dans un cycle « normal » avec deux changements de phase dans l'évaporateur et dans le condenseur alors que dans le second cas, il est utilisé dans un cycle transcritique. L'utilisation du CO₂ dans un cycle « normal » à basse température ne pose pas de problème particulier si bien que

nous ne l'évoquerons pas spécialement, en revanche, son utilisation dans un cycle transcritique mérite une attention particulière.

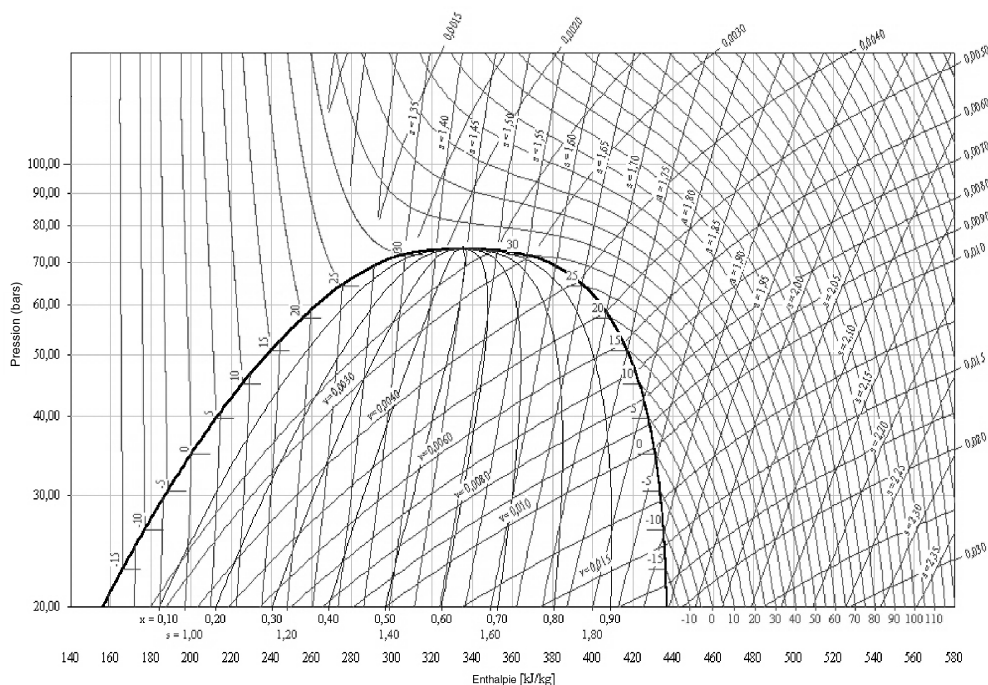
La caractéristique essentielle du dioxyde de carbone est son très bas point critique (31,06° C, figure 3.24) : pour un refroidissement par de l'air atmosphérique, le cycle suivi sera transcritique. L'utilisation du dioxyde de carbone dans un cycle transcritique a d'abord été envisagée pour remplacer le R-134a dans la climatisation automobile, et de nombreuses études ont été menées depuis les années 1990 pour améliorer les performances du cycle transcritique et de ses composants. Le CO₂ transcritique est actuellement utilisé dans certaines pompes à chaleur haute température ; enfin, le dioxyde de carbone est également utilisé comme fluide frigorigène basse température dans les cascades, et comme fluide frigoporteur diphasique.

L'état de fluide supercritique se traduit par des différences importantes des propriétés thermophysiques du dioxyde de carbone par rapport à un gaz parfait. La masse volumique, la capacité calorifique à pression constante, la conductivité thermique et la viscosité dynamique subissent des variations importantes (en fonction de la température et à une pression donnée) dans l'état supercritique : les propriétés passent, à basse température, de valeurs typiques des liquides à des valeurs typiques de gaz à haute température.

Ces fortes variations des propriétés thermophysiques ont, bien entendu, des conséquences importantes sur les performances des cycles. Une autre différence importante concernant le R-744 concerne ses pressions de fonctionnement qui sont de quatre à huit fois plus élevées que celles du R-22 ou du R-134a : il faut donc développer une gamme de composants adaptés à ce fluide.

3.6.1 Cycle transcritique

Le cycle transcritique comprend les mêmes composants qu'un cycle « normal », néanmoins au cours du refroidissement des vapeurs, après le compresseur, aucune condensation ne se produit car le fluide est supercritique. Dans ces conditions, l'échangeur est un simple

Figure 3.24 – Diagramme enthalpique du CO_2 .

refroidisseur de gaz et non un condenseur. Après le refroidisseur de gaz, la détente des vapeurs a lieu et un mélange diphasique apparaît en sortie du détendeur. La suite du cycle est similaire aux cycles sous-critiques. Dans un tel cycle, la haute pression et la température ne sont plus liées par l'existence d'un équilibre liquide-vapeur. Cette remarque est fondamentale car elle induit que dans un cycle transcritique, la HP n'est pas imposée par les conditions opératoires externes mais est une variable opératoire interne ajustable. Pour une température des gaz avant détente donnée, et à cause du point d'inflexion que présentent les isothermes au dessus du point critique, il existe une pression pour laquelle le COP atteint une valeur maximale. En effet, comme le montre la figure 3.25, au voisinage du point d'inflexion, une faible élévation de la HP provoque une augmentation importante de la production frigorifique massique. Pour des pressions plus élevées, les isothermes se rapprochent de la verti-

cale et une augmentation supplémentaire de la HP n'aura pratiquement plus d'effet sur la production frigorifique alors qu'elle entraînera une augmentation de la puissance absorbée. Avant la détente isenthalpique, le fluide supercritique refoulé par le compresseur ne subit pas un changement de phase du premier ordre (condensation de la vapeur en liquide), mais du second ordre. Néanmoins, au cours de la détente, on obtient un mélange diphasique liquide + vapeur. Le titre en vapeur est le plus souvent élevé pour les valeurs courantes de températures avant détente. Il est donc essentiel de pouvoir abaisser le plus possible cette température. La première amélioration proposée pour un cycle transcritique a été d'introduire un échangeur pour mettre en œuvre un transfert thermique interne afin de refroidir le fluide supercritique avant détente par le CO_2 basse pression en sortie d'évaporateur. Dans ce paragraphe, nous ne présenterons que le cycle transcritique à échangeur interne. Un tel cycle

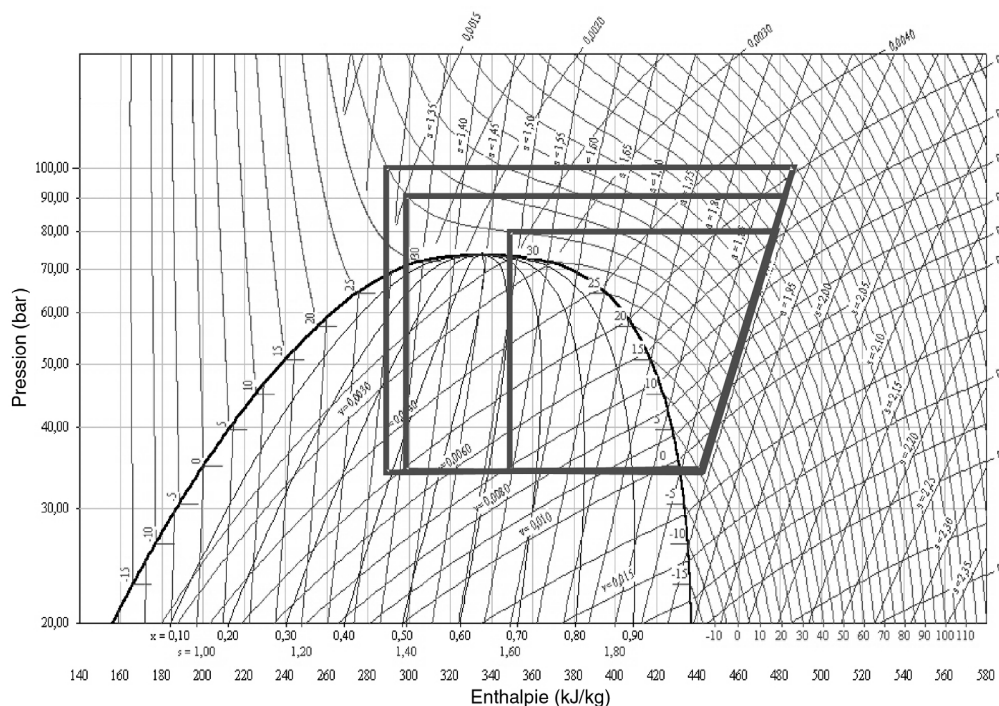


Figure 3.25 – Mise en évidence de l'existence d'une HP optimale dans un cycle transcritique.

transcritique avec échangeur interne est représenté figure 3.26. Notons que le détendeur règle la valeur de la haute pression à sa valeur optimale, et non la surchauffe en sortie d'évaporateur comme pour un cycle sub-critique. Le fluide en sortie d'évaporateur peut donc être diphasique ; l'échangeur interne associé à une bouteille séparatrice basse pression protègent alors le compresseur contre les coups de liquide.

3.6.2 Comparaison R-22/R-744 et R-134a/R-744

Les comparaisons R-134a/R-744 ont fait l'objet de nombreuses publications depuis les années 1990 pour la climatisation mobile : actuellement, le CO₂ présente un COP supérieur à celui du R-134a pour des températures de source chaudes inférieures à 35 °C environ, et inférieures pour des climats plus chauds. Son utilisation pour la climatisation stationnaire

peut donc présenter un avantage dans les pays tempérés ne dépassant pas cette température. Actuellement, c'est sur la comparaison R-22/R-744 que l'on trouve le plus de communications, à cause de l'actualité (élimination du R-22). Dans le cas particulier du R-744, la température avant détente et la HP jouent un rôle non négligeable sur les performances du cycle. Les résultats présentés dans les figures suivantes se rapportent à plusieurs valeurs de température, et pour chacune, on a recherché la valeur optimale de la HP. Pour réaliser la comparaison R-22/R-744, les conditions de comparaison des cycles sont les suivantes :

- puissance frigorifique équivalente ;
- compression isentropique ;
- surchauffe en sortie d'évaporateur de 5 K ;
- surchauffe à l'aspiration du compresseur de 5 K ;
- sous-refroidissement avant détente de 3 K ;
- pas de pertes de charge ni pertes thermiques.

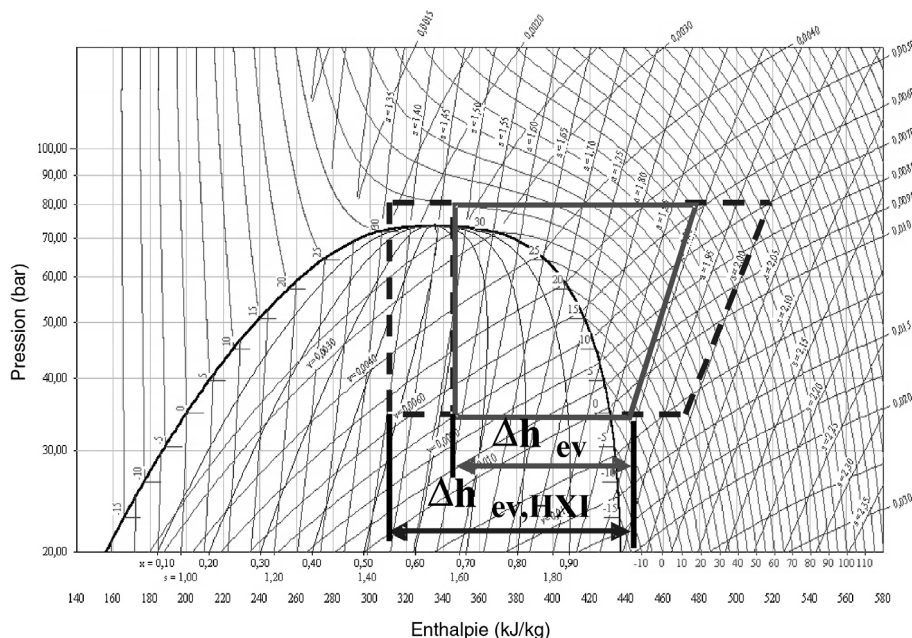


Figure 3.26 – Cycle transcritique avec échangeur interne (traits pleins : cycle de base ; pointillés : modifications dues à l'échangeur interne).

Les propriétés thermophysiques ont été calculées avec les logiciels REFPROP et REFPREX. Sur les figures suivantes, ce n'est plus la température de condensation mais la température du fluide avant détente qui est mentionnée (27 °C, 37 °C, 47 °C et 57 °C) car il n'y a pas de condensation pour le CO₂ ; la HP retenue pour le CO₂, est celle pour laquelle le COP atteint sa valeur maximale. Enfin, l'efficacité de l'échangeur interne est supposée égale à 0,8. Le tableau 3.13 résume les valeurs de HP optimales, retenues pour la comparaison avec le R-22.

L'utilisation d'un échangeur interne permet de diminuer la valeur de la HP optimale, et donc, d'abaisser encore le taux de compression par rapport au R-22. Par contre, l'échauffement supplémentaire des vapeurs à l'aspiration du compresseur contribue principalement à l'augmentation notoire des températures de refoulement isentropiques. Les températures de refoulement sont beaucoup plus élevées qu'avec le R-22 ; un refroidissement de l'huile ou bien des cylindres est indispensable. La production frigorifique massique du R-744 est nettement plus élevée que celle du R-22 ; à

Tableau 3.13 – Valeur des HP optimales (bar) pour les différents cycles analysés.

T avant détente	$T_{ev} = -25\text{ °C}$	$T_{ev} = -10\text{ °C}$	$T_{ev} = 0\text{ °C}$	$T_{ev} = 10\text{ °C}$
27	68	68	68	68
37	93	91	90	89
47	117	113	111	109
57	138	133	130	126

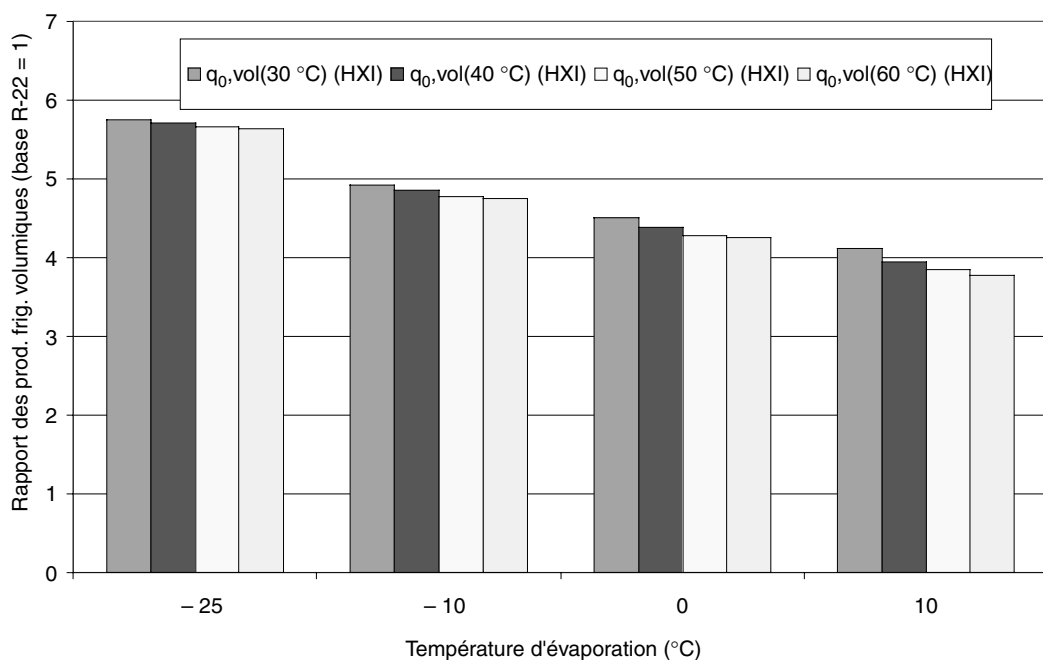


Figure 3.27 – Comparaison des productions frigorifiques volumiques R-744/R-22.

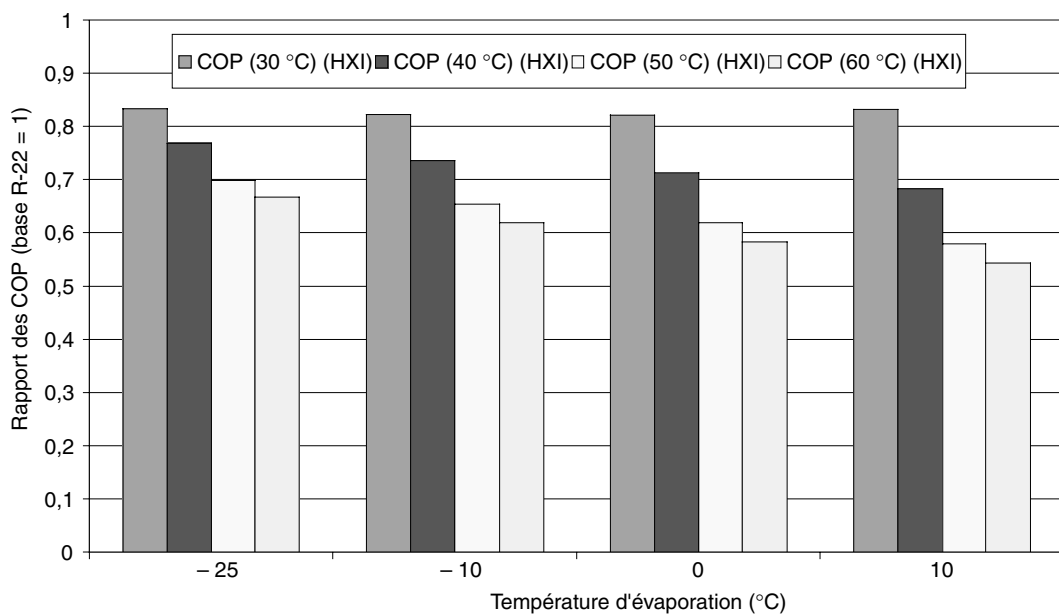


Figure 3.28 – Comparaison des coefficients de performance isentropiques R-744/R-22.

puissance frigorifique constante, le rapport des débits massiques R-744/R-22 varie de 0,62 à 0,97. Grâce à la mise en œuvre d'un échangeur interne, la production frigorifique volumique est élevée et est supérieure d'un facteur 3,8 à 5,8 à celle du R-22 (figure 3.27). Les débits volumiques de vapeurs aspirées sont environ trois à cinq fois plus petits que ceux du R-22, ce qui permet d'utiliser des compresseurs de cylindrée beaucoup plus faible. En revanche, les débits volumiques avant détente du CO₂ sont de 20 à 80 % supérieurs à ceux du R-22.

Bien que la mise en œuvre d'un échangeur interne améliore notablement les performances énergétiques du cycle du R-744 (+ 10 à + 60 %), le R-22 présente des performances nettement supérieures (figure 3.28). La détérioration des performances lorsque la température d'évaporation décroît est plus importante pour le R-744 que pour le R-22. Néanmoins, cet effet est partiellement compensé par le rendement effectif supérieur du compresseur au R-744 dû à un faible taux de compression. De plus, si la comparaison est effectuée non plus à températures de cycle constantes, mais pour le même régime externe, alors les meilleurs coefficients d'échange thermique du CO₂, permettent de fonctionner avec une pression d'évaporation plus haute et une pression de condensation plus faible : les performances du CO₂ se rapprochent un peu plus de celles du R-22. Enfin, l'adaptation progressive des composants frigorifiques aux spécificités du CO₂ transcritique améliorera encore les performances de ce fluide.

3.6.3 Utilisations du CO₂

Le dioxyde de carbone a été utilisé jusque dans la première moitié du XX^e siècle, essentiellement dans le domaine des transports maritimes. L'apparition des fluides de synthèses (CFC), offrant de meilleures performances, a provoqué sa disparition jusque vers 1980, où le Professeur Lorentzen a « redécouvert » le CO₂ transcritique. Les performances des installations au CO₂, ont incontestablement progressé au cours des dix dernières années, grâce aux travaux menés dans deux axes principaux :

- amélioration de l'architecture des cycles transcritiques ;
- adaptation du matériel, voire développement de nouveaux composants adaptés aux propriétés particulières du CO₂.

Si les professionnels de l'automobile ont été les précurseurs, le CO₂ a fait l'objet de travaux dans d'autres domaines : conditionnement d'air, pompes à chaleur, transports réfrigérés, froid commercial et industriel.

Dans l'état actuel des connaissances et de la technologie, il faut reconnaître honnêtement que ce fluide ne semble pas encore concurrentiel pour les applications de conditionnement d'air (pour la même raison que dans la climatisation mobile : moindre efficacité énergétique du cycle transcritique pour des températures ambiantes au dessus de 35 °C). Par contre, le CO₂ est très performant dans d'autres applications.

■ Préparation d'eau chaude (usage sanitaire ou chauffage en rénovation de bâtiments)

En mettant à profit l'absence de palier de condensation dans les cycles transcritiques, une PAC au CO₂, peut produire de l'eau chaude jusqu'à des températures de 90 °C (on arrive difficilement à 70 °C avec des pompes à chaleur classiques), avec des COP au moins égaux à ceux des pompes à chaleur classiques. Les PAC au CO₂ pour préparer de l'eau chaude sanitaire sont maintenant des appareils standards au Japon, se vendant par centaines de milliers d'unités. Une telle offre n'existe pas encore en Europe, mais les fabricants présents sur le marché japonais (Hitachi, Daikin ou Sanyo) commencent à présenter leurs appareils dans les salons professionnels, et les industriels européens travaillent également sur ce sujet. Il y a encore quelques années, de nombreux constructeurs ont travaillé aussi au développement de PAC pour le chauffage des locaux, ce qui représente un enjeu commercial très important, et où le CO₂ pouvait à nouveau être utilisé pour la production de température élevées. Notons cependant qu'aucun produit n'a été mis sur le marché, et que l'on voit au contraire des équipements fonctionnant au

R-407C pour le l'eau à 60 °C, Daikin proposant même une PAC R-410A produisant de l'eau à 80 °C.

■ Froid négatif

Le dioxyde de carbone s'est d'ores et déjà imposé pour la production de froid entre -30 °C et -50 °C, en cycle subcritique basse température d'une cascade frigorifique. Le fluide haute température peut être du R-410A, du R-404A, ou du R-717. Avec des températures d'évaporation de l'ordre de -40 à -50 °C et des températures de condensation comprises entre 0 °C à -20 °C, les pressions de fonctionnement ne dépassent pas celles du R-410A et ne constituent plus un obstacle technologique : tous les composants sont disponibles sur le marché. De plus, on exploite tous les avantages du CO₂ pour obtenir des installations compactes. En France, citons York et Axima, qui proposent de tels matériels en produits standard.

■ Fluide frigoporteur diphasique

Enfin, citons l'utilisation du CO₂ comme fluide frigoporteur diphasique, avec les avantages que cela implique :

- diminution du débit de fluide secondaire, donc des diamètres de tuyauterie et de la masse chargée ;
- diminution de la puissance des pompes de circulation ;
- température uniforme dans les frigorifères, ce qui permet de travailler avec des écarts de température plus faibles, d'où réduction de la perte de poids des produits ;
- possibilité de stockage de froid permettant d'effacer au moins partiellement les pics de puissance.

Enfin, lorsque le CO₂ frigoporteur est aussi le fluide frigorigène du circuit de production de froid (avec un évaporateur noyé), on obtient d'excellents COP, puisque l'on supprime tout simplement un échangeur.

■ GLR transcritiques

Des constructeurs proposent des GRL au CO₂ transcritiques (site R744.com).

3.6.4 Échanges thermiques, pertes de charges et lubrification

En raison des niveaux de pression très élevés, les propriétés d'échange thermique du CO₂ sont supérieures à celles des autres fluides. Par ailleurs, l'utilisation de micro-canaux contribue à l'obtention d'échangeurs beaucoup plus efficaces, avec de surcroît un encombrement et un volume interne fortement réduits.

Les performances énergétiques d'une machine au CO₂ sont moins sensibles aux chutes de pression coté BP. À titre d'exemple, considérons un cycle au R-22 avec une température d'évaporation de 0 °C, $p_{\text{sat}} = 5$ bar) et une température de condensation de 40 °C ($p_{\text{Cd}} = 15,33$ bar) et sans chutes de pression. Le taux de compression est alors de 3,07. Considérons une chute de pression dans la tuyauterie d'aspiration de 0,25 bar : la température de saturation à l'aspiration du compresseur devient égale à (-1,5 °C) ; le taux de compression augmente à 3,23, soit 5,4 % d'augmentation relative. Dans le cycle CO₂ équivalent ($T_e = 0$ °C, $p_{\text{sat}} = 34,8$ bar, $HP_{\text{opt}} = 90$ bar, $T_{\text{avant détente}} = 37$ °C), le taux de compression sans pertes de pression est de 2,59. La même variation relative que celle du R-22 ferait passer la pression à l'aspiration du compresseur à 33 bar, soit une chute de pression de 2 bar au lieu de 0,25 bar. En revanche, il est important de contrôler la pression HP, pour fonctionner dans les conditions de COP optimal (pour une température avant détente donnée, une chute de pression côté HP provoque une augmentation du titre en vapeur du mélange à l'entrée de l'évaporateur, avec une baisse des performances énergétiques). C'est pourquoi il est souhaitable de limiter les pertes de pression dans cette partie du circuit. Le dioxyde de carbone n'est miscible ni avec les huiles minérales ni avec les huiles alkyl benzène, il est miscible partiellement pour des températures positives avec les huiles POE et PAG.

3.6.5 Conclusions concernant le R-744

L'utilisation du dioxyde de carbone comme fluide frigorigène basse température dans un

cycle à cascade s'impose peu à peu compte tenu de l'offre limitée de fluides dans ce domaine particulier. Cette utilisation n'offre pas de caractéristiques particulières si ce n'est qu'il faut prévoir ou prévenir les possibles remontées en pression. Enfin, certains constructeurs (voir le site R744.com) proposent des groupes refroidisseurs de liquide fonctionnant avec du CO₂ transcritique et refroidis par air ou par eau. On voit donc que l'utilisation du CO₂ comme fluide frigorigène tend à se généraliser petit à petit ; cette évolution peut être rapide si la réglementation sur la mise en œuvre des HFC se durcit encore. Néanmoins, des efforts de R&D sont encore nécessaires pour accompagner l'industrialisation du CO₂ transcritique comme fluide frigorigène. Les efforts portent entre autres sur l'amélioration des rendements de compresseur (compresseurs bi-étages, récupération du travail de détente, étude de spirales pour les spiro-orbitaux...), sur l'optimisation des échangeurs à microcanaux, etc. Pour la régulation, de nouveaux algorithmes peuvent être développés permettant de contrôler la HP. Les concepteurs développant actuellement des installations au CO₂ se fixent comme objectif, à terme, d'obtenir des performances équivalentes et même légèrement supérieures à celles du R-22 et du R-134a, avec en plus une diminution substantielle de l'encombrement et de la masse chargée dans le circuit.

En ce qui concerne l'impact environnemental, le CO₂ présente de gros avantages : il n'est pas inflammable, sa contribution directe au réchauffement planétaire est pratiquement nulle et, de plus, il entre dans la démarche de réutilisation du CO₂ récupéré qui pourrait être valorisée dans une perspective de réduction radicale de l'effet de serre.

3.7 Nouvelles tendances pour les fluides frigorigènes

La démarche visant à remplacer les anciens fluides frigorigènes en voie d'extinction a conduit les chimistes à rechercher, en priorité,

des fluides ayant des propriétés voisines en termes de pression. Dans le tableau 3.14 sont présentées quelques pressions de fonctionnement des fluides frigorigènes le plus couramment utilisés (dans des installations neuves ou anciennes) ou en cours de développement. Nous allons passer en revue les solutions de remplacement des fluides les plus utilisés et actuellement menacés.

3.7.1 Remplacement du HFC R-134a dans la climatisation mobile

Le secteur de la climatisation automobile est le premier touché par le durcissement de la législation européenne afin de répondre aux objectifs du protocole de Kyoto. La diminution des émissions d'équivalent CO₂ pour des systèmes fuyards par nature passe obligatoirement par l'utilisation d'un fluide avec un GWP₁₀₀ plus faible : la limite maximale de 150 kg éq. CO₂/kg, imposée par la Directive européenne, élimine de fait le R-134a, dès 2011 pour les nouveaux modèles de véhicules, puis en 2017, pour tous les véhicules. Trois fluides sont en concurrence.

- Le CO₂ a un OdP nul, un GWP de 1 kg éq CO₂/kg, n'est pas inflammable ; en revanche, il est légèrement toxique, et il demande une modification radicale de la boucle de climatisation ainsi qu'une adaptation des composants à ses pressions de fonctionnement plus élevées. Enfin, le COP d'une boucle au CO₂ est meilleur que celui d'une boucle au R-134a tant que la température extérieure est inférieure à 35°C, mais les performances s'inversent pour les températures supérieures. Le CO₂ conviendrait donc pour des zones de climat tempéré, comme l'Europe, mais certainement pas pour les pays plus chauds.
- Le R-152a a un OdP nul et un GWP = 140 kg éq CO₂/kg. Son avantage principal : il ne nécessiterait pas de modification importante de la boucle au R-134a, car il présente des propriétés thermodynamiques très voisines de celles du R-134a, mais il est inflammable. La sécurité des passagers du véhicule impose alors la mise en œuvre d'une boucle de distribution pour éviter toute possibilité de fuite

Tableau 3.14 – Liste de quelques fluides frigorigènes avec les pressions d'utilisation (de rosée pour les mélanges) pour quelques valeurs de températures.

Fluide	Type	Pression (en bar) pour T				
		– 40 °C	– 20 °C	0 °C	40 °C	55 °C
R-134a	HFC	0,516	1,330	2,928	10,164	14,91
R-404A	HFC	1,313	3,01	6,0	18	26
R-22	HCFC	1,049	2,448	4,976	15,34	21,74
R-407C	HFC	1,2	2,8	5,5	18	25,5
R-410A	HFC	1,75	4,0	8,0	25	35
R-717	Naturel	0,717	1,90	4,29	15,55	23,10
R-125	HFC	1,49	3,41	6,75	20,058	28,377
R-23	HFC	7,09	13,99	25,05	> P critique	> P critique
R-508B	HFC	8,5	16,02	28,8	> P critique	> P critique
Iscéon 89	HFC	1,65	3,64	7,06	25,40	28,26
R-600	HC	0,168	0,454	1,03	3,75	5,58
R-600a	HC	0,2875	0,727	1,577	5,36	7,81
R-290	HC	1,10	2,42	4,71	13,66	19,06
R-744	Naturel	10,04	19,67	34,81	> P critique	> P critique

de R-152a dans l'habitable. Cette boucle secondaire représente un surcoût important et un poids supplémentaire, donc surconsommation de carburant, et enfin, fonctionnement de la boucle principale à des températures plus basses, donc diminution du COP.

- Le HFO R-1234yf ($\text{CF}_3\text{CF}=\text{CH}_2$) a un OdP nul et un GWP très faible, égal à 4 kg éq CO_2 /kg. Face à la menace de perdre le marché lucratif du R-134a pour la climatisation mobile, Honeywell et DuPont se sont associés en novembre 2007 pour commercialiser le HFO R-1234yf. Cette molécule possède une double liaison qui la rend très réactive aux radicaux hydroxyles (OH) présents dans l'atmosphère, ce qui explique sa très courte durée de vie (11 jours), et donc son GWP_{100} négligeable. Les tests de toxicité sont favorables, et d'après Dupont et Honeywell, les propriétés thermodynamiques sont semblables à celles du R-134a. Le HFO R-1234yf est légèrement inflammable, selon la réglementation actuelle, il entre dans le groupe

A2L, comme le R-152a. Bien que les chimistes présentent le HFO 1234yf comme un fluide drop in, il faudra vraisemblablement changer l'huile.

Le tableau 3.15 compare quelques propriétés thermodynamiques du R-134a et du HFO R-1234yf ; les figures 3.29 et 3.30 comparent les pressions de vapeur et les diagrammes enthalpiques (établis à l'aide du logiciel Refprop). Pour le cycle représenté (cycle théorique 0 °C/40 °C ; surchauffe 5 °C et pas de sous refroidissement), la production frigorifique massique du R-1234yf est plus faible celle du R-134a (–20 à –25 %), et le COP diminue aussi (–20 %) ; cependant, la figure 3.31 montre que les boucles de climatisation mobile au HFO R-1234yf émettent malgré tout moins de CO_2 que celles au R-134a, quel que soit le climat considéré : ce fluide représente bien une solution globale planétaire, contrairement au CO_2 qui présente de moins bons résultats dans les climats chauds. Il existe, néanmoins, un risque d'inflammation avec le HFO-1234yf, qui

demande donc des précautions lors de sa manipulation, comme le montre le guide d'utilisation et de manutention édité par Honeywell (*Guidelines for Use and Handling of HFO-1234yf*). Nul doute que ces dispositifs alourdiront encore le prix de cette molécule, qui n'est pas encore fixé, mais dont on sait qu'il sera beaucoup plus cher que le R-134a.

Tableau 3.15 – Comparaison des propriétés thermodynamiques du HFO-1234yf et du R-134a.

	HFO-1234yf	R-134a
Température d'ébullition (°C)	-29	-26
Température critique (°C)	95	102
Pression à 25°C (bar)	6,77	6,65
Pression à 80°C (bar)	24,4	26,3
GWP ₁₀₀ (kg éq CO ₂ /kg)	4	1 410
ODP	0	0

La majorité des acteurs de l'industrie automobile semble avoir choisi le HFO R-1234yf comme remplaçant du R-134a, à tel point que d'autres fluides, tels le AC-4, se positionnent maintenant par rapport au HFO. Néanmoins, son avenir est incertain car il est la cible d'attaques virulentes pour son impact réel sur l'environnement. S'il était avéré, comme certains le soupçonnent, que les molécules secondaires émises lors de sa décomposition ont des conséquences désastreuses sur l'environnement (effet de serre et sur les sols), ses jours seraient rapidement comptés et le R-744 pourrait à nouveau être évoqué. En revanche, s'il s'impose, la question se posera de l'utilisation de HFO pour la climatisation stationnaire.

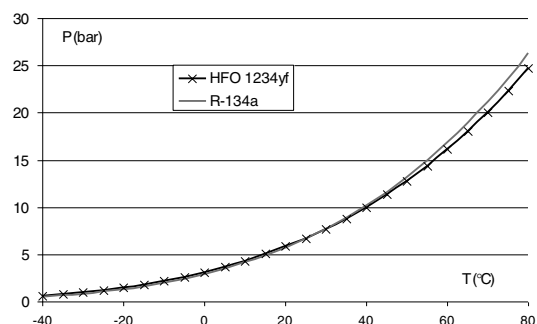


Figure 3.29 – Tension de vapeur du HFO-1234yf et du R-134a

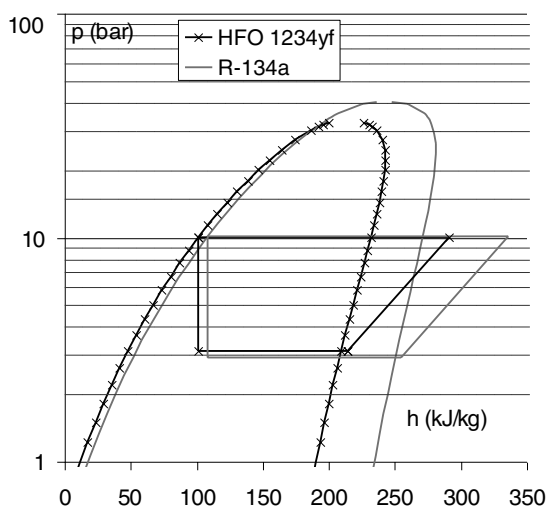


Figure 3.30 – Comparaison des diagrammes enthalpiques du HFO-1234yf et du R-134a, avec le cycle 0°C/+40°C

3.7.2 Remplacement du HCFC R-22

Dans les systèmes stationnaires, en Europe, l'actualité est à l'élimination du R-22, et il n'existe pas, pour l'instant, de limitation du GWP₁₀₀ bridant l'utilisation des HFC si bien que, le plus souvent, ce sont des HFC à fort GWP qui sont considérés comme fluides alternatifs. Plusieurs solutions sont envisageables, selon les différents cas que l'on peut rencontrer.

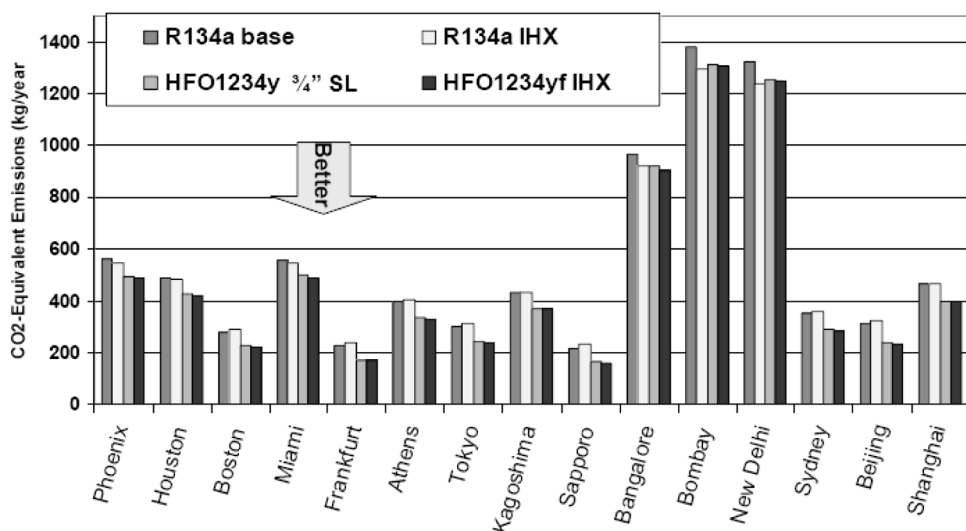


Figure 3.31 – Émissions d'équivalent CO₂ par année (LCCP) de différents fluides (Reference-Hill, VDA Wintermeeting 2008)

■ Changement de fluide avec maintien de l'équipement concerné

Une partie des installations chargées en R-22 fonctionne encore avec des huiles minérales ou alkylbenzène ; d'autres ont déjà subi un changement d'huile en prévision de la reconversion future des équipements, et sont chargées avec des huiles de type PAO. Deux cas peuvent donc se présenter.

□ Remplacement du R-22 et maintien de l'huile minérale ou alkylbenzène déjà utilisé : recours à des HFC à GWP élevé

La majorité des HFC mis sur le marché ne sont pas compatibles avec ces lubrifiants. Dupont a développé une gamme de trois mélanges à base de R-134a, de R125 et de butane ou d'isobutane, pour permettre d'atteindre la fin de vie de l'équipement avec un coût limité : il s'agit de la gamme Iscéon 9 (MO29, ou R-422D ; MO59, ou R-417A ; MO79 ou R-422A, et enfin MO89). De son côté, Arkema propose le R-427A. Tous ces fluides sont en principe compatibles avec les huiles d'origine (minérales, POE, alkylbenzène...), mais en pratique, leur miscibilité avec les fluides est limitée, le pas-

sage en huile POE est recommandé. La procédure de changement d'huile est cependant très simplifiée, puisque l'on peut garder jusqu'à 15 % de la charge en huile initiale. Par ailleurs, les MO et le R-427A sont des mélanges non azéotropes et présentent un glissement de température important (quelques degrés Celsius). Ils sont donc réservés aux installations à détente directe.

Le tableau 3.16 indique les compositions et les principales applications de ces fluides, ainsi que leur GWP₁₀₀ qui est élevé.

□ Remplacement du R-22 avec changement d'huile et recours à des HFC à GWP élevé

Dans ce cas, les fluides précédents peuvent être bien sûr utilisés, mais il est préférable de choisir le R-407C pour les applications de climatisation résidentielle ou commerciale ainsi que pour le froid positif ou faiblement négatif, ainsi que le R-404A ou le R-507 pour le froid négatif. Le R-410A ne peut pas être utilisé dans ce cas de figure, à cause de ses pressions plus élevées. Il est important de préciser que dans les deux cas précédents, le changement de fluide s'accompagne d'une diminution de la puissance frigorifique.

Tableau 3.16 – Composition et principales applications des MO29, MO59, MO79 et R-427A.

	MO29 R-422D	MO59 R-417A	MO79 R-422A	R-427A
Composition	R-134a/R-125/R-600a	R-134a/R-125/R-600	R-134a/R-125/R-600a	R-32/R-125/R-143a/R-134a
Fraction massique (%)	31,5/65,1/3,4		11,5/85,1/3,4	
GWP ₁₀₀	2232		2532	
Remplace le	R-22	R-22	R-22, R-502	R-13b1
Applications	Refroidisseurs d'eau à détente directe ; Clim stationnaire ; Réfrigération à moyenne et basse température	Clim stationnaire ; Réfrigération à moyenne température	Réfrigération à basse et moyenne température	Réfrigération à très basse température
Huiles minérales ou alkylbenzène	Oui	Oui	Oui	Oui, si séparateur d'huile et retour d'huile correct ; sinon, accepte jusqu'à 15% d'huile minérale ou AB dans l'huile PAO.

A

PRODUCTION DU FROID

■ Changement de l'installation

Dans le cas d'une installation neuve, les HFC utilisés à la place du R-22 sont déjà connus depuis plusieurs années : le R-407C et le R-410A pour la climatisation résidentielle et commerciale et pour le froid à moyenne température, ainsi que le R-404A et le R-507 pour le froid à basse température.

Toutes ces solutions sont à base de HFC, qui ont des GWP₁₀₀ élevés, bien que plus faibles que les CFC. On ne peut pas ignorer la menace qui pèse sur ces fluides à fort GWP dans la mesure où la commission mixte émanant des protocoles de Montréal et Kyoto étudie une possibilité de réduction très importante de l'utilisation des HFC à fort GWP à l'échéance 2035. Dans ce cadre, les HFO, le HFO R-1234yf ($\text{CF}_3\text{CF}=\text{CH}_2$) et le HFO R-1234ze ($\text{CHF}=\text{CHCF}_3$), pourraient constituer une alternative. Néanmoins, certains pensent que ces hydrofluorooléfinés ne constituent encore

qu'une solution temporaire, permettant d'attendre l'arrivée des fluides de cinquième génération correspondant à d'autres molécules actuellement en cours de développement qui pourraient jouer un rôle central dans un avenir à moyen terme.

Parmi les postulants au remplacement du R-22, il faut considérer les fluides naturels dont le rôle devrait être croissant dans l'avenir : l'ammoniac a toujours été utilisé depuis la moitié du XIX^e siècle, essentiellement dans le froid industriel. On le trouve maintenant dans la climatisation résidentielle ou tertiaire ainsi que dans les pompes à chaleur de petite puissance. Ses excellentes performances énergétiques sont bien connues, son inconvénient majeur réside dans sa toxicité. De plus, il n'est pas compatible avec le cuivre, et il n'existe pas d'huile miscible avec lui, ce qui impose des architectures de circuit spécifiques. Les hydrocarbures sont aussi utilisés : la quasi totalité des

réfrigérateurs domestiques est chargée à l'isobutane, et le propane est de plus en plus utilisé en climatisation et en froid, notamment dans l'Europe du Nord. Le développement des solutions aux hydrocarbures est étroitement lié à l'évolution de la réglementation qui, elle-même, dépendra largement de la maîtrise par les professionnels de la qualité et de l'étanchéité des installations. Enfin, l'eau est potentiellement un excellent fluide frigorigène, mais son utilisation à une échelle industrielle est encore très freinée par ses pressions basses, qui empêchent le développement de composants spécifiques à coût concurrentiel faute de compétences adaptées chez les frigoristes.

■ R-134a

Le R-134a permet d'obtenir des COP à peu près équivalents ; par contre, une conversion du R-22 au R-134a s'accompagne d'une chute de la puissance frigorifique d'au moins 30 %. Son utilisation en remplacement du R-22 est en fait envisagée pour des installations neuves, et principalement dans le cas des groupes refroidisseurs de liquide centrifuges, à cause de ses faibles pressions de fonctionnement.

■ R-404A

Le R-404A peut remplacer le R-22 dans les installations neuves ou existantes ; dans ce dernier cas, il convient de vérifier la conformité du matériel en raison des pressions un peu plus fortes et par ailleurs, les chutes de pression dans la tuyauterie liquide étant plus élevées, il convient de vérifier au cas par cas la nécessité d'augmenter le diamètre. Dans le domaine des basses températures, et sous de faibles températures de condensation, les performances sont maintenues (puissance frigorifique et COP). Néanmoins, compte tenu du contexte actuel, l'utilisation de ce fluide est à éviter autant que faire se peut, à cause de son GWP élevé.

■ R-410A

Le R-410A ne peut pas être utilisé dans le cadre d'une conversion. Cependant, pour des installations neuves, ce fluide présente plusieurs intérêts : cylindrée des compresseurs réduite,

échangeurs plus efficaces et plus compacts, diminution du diamètre des tuyauteries vapeur. Il présente des performances équivalentes à celles du R-22 tant que la température de condensation n'est pas trop élevée.

Notons cependant que d'un point de vue environnemental, le R-410A présente des avantages certains par rapport au R-404A pour le froid commercial et industriel : d'après les tableaux 3.18 et 3.19, les taux de compression sont sensiblement équivalents, mais la production frigorifique massique est plus élevée (en moyenne 50% sur toute la plage d'utilisation) et la cylindrée des compresseurs est plus faible de 30 à 40%.

Pour la même puissance frigorifique, une machine au R-410A sera plus compacte : la charge en fluide frigorifique réduite, associée à une GWP_{100} plus bas (1900 kg éq. CO_2 /kg pour le R-410A contre 3800 pour le R-404A) donne un TEWI direct au moins diminué de moitié. Comme par ailleurs, les rendements des compresseurs frigorifiques sont du même ordre de grandeur pour le R-410A et le R-404A, les machines au R-410A devraient présenter des TEWI nettement plus faibles que celles au R-404A.

On peut donc envisager très sérieusement le remplacement du R-404A par le R-410A si les législateurs durcissent les conditions d'utilisation des fluides à fort GWP_{100} .

■ R-407C

Le R-407C est le HFC permettant la conversion des installations de type climatisation et PAC. Cette opération peut se faire à performances équivalentes, sous réserve d'une circulation à contre-courant dans les deux échangeurs. Pour une installation neuve, un dimensionnement spécifique de l'évaporateur et du condenseur permet d'améliorer le COP. L'inconvénient que représente son glissement de température important se traduit de plus par des procédures un peu plus lourdes lors de la maintenance des installations (contrôle de la charge, charge en fluide).

■ R-290

Techniquement, le propane peut remplacer le R-22, même dans des installations existantes, sans perte notable de puissance frigorifique, avec une

charge en fluide plus faible et avec de meilleurs COP. Cependant, il est classé A3 dans la réglementation (inflammable, non toxique), et son utilisation est actuellement très limitée en France. Par contre, son utilisation est plus étendue dans les pays du Nord de l'Europe.

■ R-744

Les utilisations du CO₂ ont été décrites dans le chapitre 3-7 ; le R-744 est un remplaçant possible du R-22. Pour l'instant, la distribution des composants relatifs à ce fluide en utilisation transcritique est encore à améliorer. Cependant, avec des compresseurs adaptés, et donc possédant de meilleurs rendements, il est tout à fait possible d'arriver à des installations de conditionnement d'air ou bien à des PAC de COP équivalents à ceux du R-22, pour des installations plus compactes, avec des échanges thermiques plus efficaces et des charges en fluide frigorigène diminuées. L'utilisation du CO₂, même en transcritique dans le froid industriel et commercial est déjà une réalité, et pourrait s'imposer totalement si la réglementation sur les fluides à effet de serre se durcissait (au détriment du R-404A). De nouvelles architectures de cycle seraient certainement à développer (cycles bi-étagés à compression quasi-isotherme de vapeur par exemple). Enfin, le CO₂ est classé A (non toxique et non inflammable), avantage certain par rapport à l'ammoniac et aux hydrocarbures.

■ R-717

L'ammoniac ne peut pas remplacer le R-22 sur les installations existantes. De plus sa classification B2 (fluide toxique et faiblement inflammable) et la réglementation régissant son utilisation alourdisent considérablement le coût final des installations chargées avec ce fluide. Les températures de refoulement très élevées peuvent conduire assez vite à mettre en œuvre des cycles bi-étagés, avec un surcoût non négligeable. Par contre, les coefficients d'échanges plus élevés permettent de réduire les surfaces d'échange, et d'aboutir à des installations plus compactes, et possédant de meilleurs COP.

3.7.3 Fluides pour les basses températures

Dans les applications basses températures, on recherche des fluides dont la pression saturante est supérieure à la pression atmosphérique. En toute rigueur, il n'y a pas de raison de ne pas fonctionner en dessous de la pression atmosphérique mais, pour l'instant, les frigoristes préfèrent éviter cette situation (en cas de fuites, c'est l'air humide qui entre dans le circuit, avec risque de formation de bouchons de glace ; de plus, le compresseur travaille dans des conditions défavorables : forts taux de compression, et volume massique des vapeurs très élevé, ce qui aboutit à la mise en œuvre de fortes cylindrées, et qui s'accompagne de températures de refoulement importantes). Afin de sélectionner les fluides adaptés aux basses températures, il est donc essentiel de connaître leur température saturante à 1 bar qui est présentée dans les tableaux 3.17 et 3.18.

On constate qu'en dessous de -25 °C, les fluides éligibles ne sont pas nombreux. Mettant à part le R-290 (propane) qui, pour l'instant, n'est pas utilisé pour des raisons de sécurité (fluide inflammable), nous allons distinguer plusieurs plages de températures.

■ Jusqu'à -35 °C

Le R-717 peut être utilisé jusqu'à -30 °C mais son problème est sa température de refoulement élevée, c'est la raison pour laquelle le R-404A (ou le R-507) lui est très souvent préféré. En dessous de -30 °C, le R-407C a un petit créneau jusque vers -35 °C mais attention à la technologie de l'évaporateur qui doit être à détente directe avec des machines plus compactes, et malgré une température de refoulement et des hautes pressions plus élevées que le R-404A, le R-410A présente un impact environnemental plus favorable, et peut donc s'imposer dans l'éventualité d'une restriction réglementaire du R-404A.

■ Jusqu'à -45 °C

En dessous de -35 °C et jusqu'à -45 °C, le R-404A est de plus en plus concurrencé par les

Tableau 3.17 – Valeurs des températures saturantes (de rosée pour les mélanges) pour quelques fluides utilisés à basse température.

Fluide	R-134a	R-717	R-407C	R-290	R-404A	Iscéon 89	R-410A
Température saturante à 1 bar (°C)	– 26,4	– 33,6	– 37	– 42,2	– 46,05	– 51	– 51,8

Tableau 3.18 – Valeurs des températures saturantes (de rosée pour les mélanges) pour quelques fluides utilisés à très basse température.

Fluide	R-23	R-508A	R-508B	R-744
Température saturante à 1 bar (°C)	– 82,26	– 86	– 87	– 94,55

solutions cascade avec CO₂ subcritique. En effet, les évolutions successives de la réglementation sur les fluides frigorigènes a déjà incité beaucoup de grands industriels exploitants à remplacer leurs anciennes installations au R-22 par cette solution, et non par des HFC, de peur de futurs durcissements. Les solutions industrielles existent, c'est ainsi que plusieurs constructeurs et des installateurs réintroduisent le CO₂ pour des températures comprises entre – 35 et – 53 °C (la température de solidification du CO₂ est de – 56,6 °C, ce qui limite son utilisation vers – 53 °C). Ces machines au CO₂ supportent des pressions jusqu'à 40 bar et peuvent fonctionner avec des compresseurs à pistons ou à vis. Elles conviennent pour les températures négatives en supermarchés ou en entrepôts. Généralement elles sont conçues dans des installations utilisant des cycles à cascade avec l'ammoniac comme fluide HP. Néanmoins, des développements avec des cycles transcritiques bi-étagés au CO₂ ne sont pas à exclure.

■ Jusqu'à – 55 °C

En dessous de – 45 °C et jusqu'à – 55 °C, le R-410A et l'Iscéon 89 sont proposés (éventuellement en légère dépression). Le CO₂ peut être utilisé jusqu'à – 53 °C.

■ Jusqu'à – 90 °C

En dessous de – 55 °C et au dessus de – 90 °C, les seuls fluides HFC (hors cryogénie) disponibles sont le R-23 et le R-508B (ou le R-508A)

qui seront en légère dépression à – 90 °C. Par ailleurs, deux hydrocarbures peuvent être utilisés, il s'agit de l'éthane R-170 et de l'éthylène R-1150. Notons que le GWP des HFC pour les très basses températures est particulièrement élevé (il est de 12 100 kg eq. CO₂/kg pour le R-23, 12 300 kg eq. CO₂/kg pour le R-508A et le R-508B), très proche de celui du R-13 (11 700 kg eq. CO₂/kg). En revanche le GWP des hydrocarbures est très faible (3 kg eq. CO₂/kg) pour l'éthane et non indiqué (0 kg eq. CO₂/kg) pour l'éthylène.

■ Entre – 90 °C et – 150 °C

En dessous de – 90 °C, on peut soit utiliser des cascades à trois compresseurs (par exemple R-404A/R-508B/R-14), solution valable jusque vers – 120 °C, soit rentrer dans un autre domaine de production du froid : celui des cascades intégrées dans lesquelles des mélanges à fort glissement sont utilisés et le phénomène de la distillation est mis à profit pour produire du froid à très basse température à partir d'un seul compresseur. Ces cascades intégrées peuvent être utilisées jusque vers – 150 °C. Les mélanges utilisés contiennent encore des HCFC ; par exemple, on peut citer : R-123/R-134a/R-23/R-14/argon ; R-21/R-22/R-508A/R-14/azote ; R-123/R-142B/R-22/R-23/R-14/azote. C'est un domaine dans lequel des recherches sont en cours pour pouvoir se passer des HCFC. La difficulté provient du fait que les HC ne sont pas acceptés dans ces applications qui concernent

assez souvent les hôpitaux qui sont des ERP (établissements recevant du public).

■ En dessous de – 150 °C

En dessous de – 150 °C, c'est le domaine des fluides cryogéniques. On peut soit utiliser de l'air liquide livré en bouteilles, soit utiliser un liquéfacteur utilisant un cycle de Stirling, de Claude ou un tube pulsé. Les fluides utilisés dans ces cycles sont généralement de l'air ou de l'hélium.

3.8 Les nouvelles règles de l'art

Compte tenu des contraintes environnementales imposées par de nouvelles réglementations, les règles de l'art pour la sélection du fluide frigorigène et du procédé ont été fortement modifiées. L'impact environnemental et le confinement deviennent prioritaires devant la performance énergétique qui reste néanmoins une préoccupation majeure.

- ODP = 0, c'est-à-dire, utilisation d'un HFC, d'un HC ou d'un fluide naturel.
- Confinement : charge faible et taux de fuite très faible, ce qui privilégie le froid indirect avec fluide secondaire.
- GWP : pour l'instant, mis à part la climatisation mobile, il n'y a pas de contrainte. Néanmoins, tout le monde s'attend à ce que dans un avenir proche, il faille s'orienter vers des fluides à très faible GWP.
- Efficacité énergétique annuelle élevée, ce qui privilégie d'une part les fluides à haute efficacité (en tenant compte bien sûr de l'efficacité de tous les composants) mais ce qui privilégie surtout une régulation de qualité permettant d'obtenir non seulement une bonne efficacité à régime nominal mais surtout une efficacité annuelle élevée. De plus, le dimensionnement des installations est de moins en moins basé sur le calcul des charges maximales, rarement atteintes lors du fonctionnement. On prévoit alors des stockages d'énergie permettant d'écarter les demandes instantanées supérieures à la puissance maximale que peut produire l'installation.
- Nuisances acoustiques réduites au minimum.

Bien entendu les exigences de sécurité restent d'actualité mais il ne s'agit plus d'éliminer purement et simplement les fluides sous le prétexte qu'ils sont toxiques ou inflammables. Il faut savoir construire, à partir éventuellement de fluides toxiques ou inflammables, des unités dont les organes de sécurité puissent prendre en compte cette donnée pour garantir la sécurité de l'utilisateur.

De même le critère de la température critique élevée n'est plus un critère décisif. C'est ainsi que pour le dioxyde de carbone, on n'hésite pas à utiliser un cycle transcritique dans lequel le fluide contourne le point critique ce qui paraissait impossible à la majorité des frigoristes il y a encore quelques années.

Enfin les critères de gamme de pression sont également mis à mal : avec le R-410A et le R-744 (dioxyde de carbone), les pressions de fonctionnement dépassent largement les 25 bar, ce qui pose bien entendu des problèmes avec la DESP (Directive des équipements sous pression) mais dont la solution existe. Pour les basses pressions, l'eau (R-718) trouve des défenseurs pour les groupes refroidisseurs de liquide et ce sont des équipements sous vide qui seraient construits. C'est dire que les frigoristes devraient s'initier à la technologie du vide (technologie très bien maîtrisée dans d'autres branches professionnelles comme le froid cryogénique).

3.9 Un avenir sans HFC est-il possible ?

À l'heure où les frigoristes viennent de se voir infliger des réglementations sévères qui bouleversent leurs pratiques, cette question peut paraître une provocation. Néanmoins, il ne faut pas se voiler la face, cette question est bel et bien posée. Certes, nous venons de voir qu'en utilisant des HFC dans des unités bien confinées avec un taux de fuite faible, on obtenait des émissions directes beaucoup plus faibles que les émissions indirectes de gaz à effet de serre. Dans ces conditions, si des règles strictes sont établies et respectées, l'impact environnemental des HFC devient négligeable et il semblerait logique

que l'effort de réduction de l'effet de serre porte sur les secteurs les plus émetteurs de gaz à effet de serre, à savoir les transports et la production d'énergie. Mais, les craintes que soulève l'avenir de notre planète amènent les décideurs politiques à se poser la question sur la possibilité d'interdire, dans un avenir à moyen terme, purement et simplement tous les fluides à fort GWP, y compris certains HFC.

On ne peut donc éviter de se poser la question : un avenir sans HFC est-il possible pour les frigoristes ? La réponse est oui mais au prix d'une évolution technologique très importante qui nécessitera un délai pour sa mise en place et avec une augmentation vraisemblable des coûts de matériels (notamment pour garantir la sécurité). L'ère des CFC et HCFC aura duré plus de 50 ans, celle des HFC qui vient de commencer n'est pas assurée d'une durée de vie aussi longue. Quels seraient les fluides qui pourraient remplacer les HFC ? Dans un premier temps, ce sont les fluides sur lesquels des opérations de développement déjà très avancées existent qui s'imposeraient.

Il n'est pas possible d'exclure une « révolution technologique » qui verrait d'autres procédés s'imposer pour la production du froid mais il faudrait plusieurs décennies pour parvenir à l'émergence de telles technologies. En attendant, c'est la compression mécanique des vapeurs qui s'imposera pour longtemps.

Les quelques fluides qui s'imposeraient sont vraisemblablement les suivants.

3.9.1 R-717

L'ammoniac verrait son champ d'application élargi notamment vers les faibles puissances pour la climatisation et le froid commercial. Des négociations avec les pouvoirs publics pour un assouplissement de la réglementation (assorti de garanties données par les constructeurs sur le confinement et la détection des avaries) seraient vraisemblablement nécessaires. En effet, les frigoristes réalisent des prouesses dans le confinement, si bien que la charge en fluide dans les installations frigorifiques devient de plus en plus faible et n'a absolument rien à voir avec les quantités de fluides manipulées dans l'industrie chimique.

3.9.2 HC

Ensuite, on assisterait vraisemblablement à une percée des hydrocarbures qui sont de très bons fluides frigorigènes. Des combinaisons adéquates du propane et de l'isobutane permettraient de remplacer le R-134a et le R-22 dans un nombre important d'applications. L'éthane et l'éthylène pourraient s'imposer aux basses températures (entre - 55 et - 90 °C) mais une solution devrait être trouvée pour les applications à basse température dans les hôpitaux. Dans ce cas, également, des efforts devraient être développés afin de détecter toute fuite et de prévoir des organes de sécurité permettant de limiter les conséquences d'un incident.

3.9.3 R-744

Pour la climatisation automobile, bien que de nombreux constructeurs aient consacré beaucoup d'efforts pour développer des boucles au dioxyde de carbone, le CO₂ est fortement concurrencé par de nouveaux HFC répondant à la nouvelle directive européenne. Le choix n'est pas encore fixé, mais si la solution CO₂ s'imposait, elle pourrait éventuellement se généraliser aux autres types de transport. Le dioxyde de carbone est d'ores et déjà souvent utilisé, en cycle à cascade, pour les applications basses températures.

3.9.4 R-718

Pour la climatisation dans l'habitat et le tertiaire, l'eau est un fluide frigorigène très séduisant. L'eau comme fluide frigorigène présente néanmoins de sérieux handicaps : en premier lieu, sa pression saturante très basse lui impose de travailler sous vide (mais la technologie du vide a fait d'énormes progrès depuis quelques décennies), ensuite la prise en glace à 0 °C impose le recours à un antigel, enfin l'eau a une température de refoulement très élevée ainsi qu'un taux de compression élevé.

Afin d'illustrer les problèmes associés à l'utilisation de l'eau comme fluide frigorigène, comparons les performances théoriques (compression isentropique), pour la climatisation, de l'eau avec celles de quatre autres fluides : deux com-

Tableau 3.19 – Comparaison de cinq fluides pour les mêmes conditions opératoires.

Fluide	COP	Taux de compression	Température de refoulement (°C)	Production frigorifique massique (kJ/kg)	Production frigorifique volumique (kJ/m ³)
R-134a	6,21	3,23	53	159	2348
R-22	6,12	2,89	67,3	170,3	3653
R-600a	6,39	3,17	45,5	292	1280
R-717	6,20	3,36	102	1126,5	3995
R-718	5,69	10,5	231,5	2377	12,75

posés fluorés (R-22 et R-134a) et deux fluides naturels (isobutane et R-717). Les résultats sont présentés dans le tableau 3.19 pour les mêmes conditions opératoires (températures d'évaporation et de condensation de 2 et 40 °C, sous-refroidissement de 5 K et surchauffe de 10 K). L'eau se caractérise par une production frigorifique massique élevée, un taux de compression important et une température de refoulement très élevée mais une puissance volumique excessivement faible. Le recours à l'eau impose ainsi un débit volumique cent fois plus important que le R-600a et environ trois cents fois supérieur à celui du R-22 ou de l'ammoniac. Une technologie appropriée dans laquelle les valeurs de ces indicateurs ne seraient pas un handicap permettrait à l'eau d'émerger comme fluide frigorigène pour la climatisation. Des études de développement, qui privilégient les compresseurs centrifuges, sont menées depuis plusieurs années et nul doute que cette voie pourrait déboucher si des efforts convergents étaient entrepris dans cette direction.

pour objectif la mise au point de fluides de synthèse à OdP nul et GWP très faible (si possible nul ou proche de 1), et possédant des propriétés thermodynamiques favorables, et de plus non toxiques et bénins pour l'environnement. Rien ne prouve que de telles molécules n'existent pas. On ne peut donc pas exclure une découverte qui aurait des conséquences considérables sur la profession.

3.9.6 Procédés alternatifs

Par ailleurs, d'autres procédés que les procédés à compression mécanique de vapeur sont prêts. Citons par exemple les systèmes à compression thermique de vapeur comme les procédés à sorption (voir le chapitre 9) qui utilisent des fluides à GWP nul, le froid magnétique (§ 2.7) ou encore le froid thermoacoustique (§ 2.4). Néanmoins, pour être cohérent, il faut s'assurer que ces procédés ne contribuent pas plus à l'échauffement de l'atmosphère par l'intermédiaire de leur consommation énergétique, ce qui n'est pas acquis dans tous les cas.

3.9.5 Les nouveaux composés (insaturés ou autres)

De nombreuses études de R&D sur de nouveaux fluides frigorigènes sont en cours avec

4 • MACHINE FRIGORIFIQUE MONO-ÉTAGÉE, À COMPRESSION MÉCANIQUE DE VAPEUR

4.1 Description du cycle de référence : machine mono-étagée parfaite

Dans ce chapitre, nous considérons les machines frigorifiques mono-étagées à compression mécanique de vapeur. Dans les cas les plus simples, le fluide frigorigène est assimilé à un corps pur ou à un mélange azéotropique. Ce dernier subit un cycle fermé comportant au moins les quatre transformations suivantes :

- **Échange thermique avec le milieu à refroidir** : dans l'évaporateur, le fluide est mis en contact thermique avec la source froide sous forme de liquide saturant ou de mélange liquide vapeur ; sa pression est assez faible pour que la température de saturation T_0 correspondante soit inférieure à celle du milieu à refroidir. Il prélève alors de la chaleur en s'évaporant (transformation endothermique).
- **Échange thermique avec la source chaude** : le rejet de chaleur dans le milieu ambiant s'effectue au travers de la transformation exothermique inverse, c'est-à-dire une condensation des vapeurs. Cette condensation s'effectue à une température de changement de phase T_c supérieure à la température ambiante. On déduit la pression de condensation correspondante.
- **Compression des vapeurs** : le compresseur permet de porter les vapeurs de fluide frigorigène de la pression d'évaporation p_0 à la pression de condensation p_c en fournissant aux vapeurs de l'énergie (dans l'idéal, uniquement de l'énergie mécanique). Ce faisant, il

élève leur température jusqu'à la température de refoulement.

- **Détente** : le détendeur permet de ramener le fluide à son état initial, à l'entrée de l'évaporateur. Il s'agit d'une simple détente par laminage, sans récupération du travail de détente, et pratiquement adiabatique. La restriction de la section de passage pour le frigorigène provoque une diminution brusque de sa pression, jusqu'à p_0 : ce dernier peut à nouveau prélever de la chaleur dans le milieu à refroidir.

Dans une machine frigorifique réelle, les niveaux de température et les variations de pression et de température subies par le fluide dépendent, entre autres, du matériel particulier mis en œuvre. De plus, les irréversibilités donnant lieu à une production interne d'entropie, et donc, à une diminution du COP ne sont pas toujours ni maîtrisées ni calculables facilement. Ces dernières sont aussi propres au matériel utilisé. C'est pourquoi on a établi un cycle de référence, qui permet, tout en restant aussi proche que possible du cycle mono-étagé pratique, de connaître exactement l'état thermodynamique du fluide frigorigène en tout point, de chiffrer exactement tous les échanges d'énergie (calorique et mécanique), et d'obtenir le meilleur COP (irréversibilités minimales).

4.1.1 Machine à compression de vapeur mono-étagée idéale

Le cycle de référence obéit aux hypothèses suivantes :

1. Cycle ditherme : le fluide n'échange de la chaleur qu'avec les sources froide et chaude,

respectivement aux températures T_{sf} et T_{sc} ; de plus, les transferts thermiques n'ont lieu que dans les échangeurs.

2. Absence de phénomènes dissipatifs durant l'écoulement du fluide frigorigène (pas de pertes de charges).
3. Réversibilité des échanges thermiques.
4. Compresseur parfait : fonctionnement isentropique ; pas d'espace mort.
5. Le fluide frigorigène est un corps pur ou un mélange azéotrope.

Dans la suite, on notera systématiquement θ les températures exprimées en °C (on réserve la notation T pour les températures exprimées en K) et on note θ_0 et θ_c les températures d'évaporation et de condensation.

Le cycle de référence est réalisé dans une machine à compression de vapeur idéale, qui peut être représentée par la figure 4.1, sans préjuger des technologies mises en œuvre.

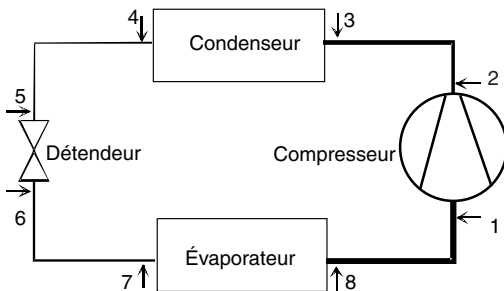


Figure 4.1 – Machine à compression de vapeur formée des quatre éléments de base.

On trouve successivement :

1. Un *évaporateur*, dans lequel le fluide frigorigène se vaporise grâce à la chaleur qu'il prélève à la source froide. La vaporisation peut être totale (vapeurs saturées) ou partielle : on trouve alors un mélange liquide/vapeur en sortie d'évaporateur (8). Selon l'hypothèse (2), la *pression du frigorigène dans l'évaporateur est constante*. Donc, d'après (5), la *température d'évaporation, notée θ_0 , est nécessairement constante*. Pour que l'échange ther-

mique soit réversible, il faut que les températures des deux milieux soient égales. La source froide est donc une source de chaleur au sens thermodynamique, sa température est égale à la température d'évaporation du fluide frigorigène : $\theta_0 = \theta_{sf}$.

Dans le cycle de référence, les vapeurs ne peuvent donc pas être surchauffées en sortie d'évaporateur. On suppose qu'elles sont à saturation, à la température θ_0 : le point 8 est donc connu.

2. Une *canalisation d'aspiration* (8-1) permettant le transfert des vapeurs formées dans l'évaporateur vers l'aspiration du compresseur. D'après (1) et (2), la pression et la température des vapeurs de frigorigène y sont constantes : sur le diagramme enthalpique, le point 8 et le point 1 sont confondus.

3. Un *compresseur* qui aspire les vapeurs générées dans l'évaporateur sous la pression P_1 , et les comprime jusqu'à la haute pression du circuit frigorifique. Le compresseur de référence est à la fois :

- *réversible* : pas de production interne d'entropie, donc pas de dégradation d'énergie mécanique en chaleur ;
- *adiabatique* : pas d'échange de chaleur, ni avec l'ambiance, ni avec le fluide frigorigène.

Il s'agit donc d'une compression isentropique. Si les vapeurs de fluide frigorigène étaient assimilables à un gaz parfait, leur température en fin de compression (2) serait déduite de celle à l'aspiration (1) en utilisant l'équation d'une transformation isentropique (coordonnées P, T) :

$$T_{2is} = T_1 \left(\frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

$\gamma = c_p/c_v$ est le rapport des capacités calorifiques à pression et à volume constant.

Dans le cas d'un gaz réel, la température T_{2is} est déduite de l'équation d'état ; elle s'élève toujours au cours d'une compression isentropique. Connaissant le point 1, les tables ou les diagrammes permettent de déterminer cette température si la pression est connue.

4. Une *canalisation de refoulement* (2-3) qui achemine les vapeurs comprimées vers le condenseur. D'après (1) et (2), la pression et la température des vapeurs de frigorigène étant constantes, le point 2 et le point 3 sont confondus sur le diagramme enthalpique.

5. Un *condenseur* dans lequel le frigorigène rejette de la chaleur vers le milieu environnant en se condensant. Selon (2), la pression du frigorigène dans le condenseur est constante. Donc, d'après (5), la température de condensation, notée θ_c , est nécessairement constante. Pour que l'échange thermique soit réversible, il faut que les températures des deux milieux soient égales. La température de la source chaude doit donc être égale à la température de condensation du fluide frigorigène : $T_c = T_{sc}$. Dans ce cycle, le refroidissement de la vapeur surchauffée entre T_2 et T_{sc} est irréversible.

Le liquide formé ne peut être refroidi en dessous de T_{sc} . Par contre, la condensation pourrait ne pas être totale. Dans le cycle de référence, le liquide quittant le condenseur est saturé. Le point 4 est donc connu.

6. Une *canalisation de liquide* (4-5) permettant d'amener le liquide du condenseur vers le détendeur. D'après (1) et (2), la pression et la température des vapeurs de frigorigène ne varient pas : sur le diagramme enthalpique, le point 4 et le point 5 sont confondus.

7. Un *détendeur* permettant de ramener le fluide frigorigène à la température θ_0 , et de fermer le cycle de production de froid. Pour des raisons de facilité technologique, et parce que le travail de détente est assez faible par rapport aux énergies mises en jeu, dans la majorité des cas, on ne récupère pas ce travail. Pour tenir compte de cette réalité, dans le cycle de référence, la détente se fait aussi sans récupération du travail : elle est donc irréversible. Puisque par l'hypothèse (1), la transformation est aussi adiabatique, la détente est isenthalpique.

8. Une *tuyauterie* reliant le détendeur et l'évaporateur : dans la pratique, cette tuyauterie est la plus courte possible, et elle est donc négligée. Dans le cycle de référence, de toute façon, d'après les hypothèses retenues, le point 6 et le point 7 sont confondus.

4.1.2 Tracé du cycle de référence

Le cycle de référence s'effectue entre les températures des deux sources de chaleur : $\theta_0 = \theta_{sf}$ et $\theta_c = \theta_{sc}$. Puisqu'il n'y a pas de chute de pression, il se déroule nécessairement entre deux valeurs de pression seulement : la pression de condensation $p_c = p_{\text{sat}}(\theta_c)$ et la pression d'évaporation $p_0 = p_{\text{sat}}(\theta_0)$. On parle aussi respectivement de haute pression (HP) ou basse pression (BP).

La figure 4.2 présente dans le diagramme enthalpique le tracé du cycle de référence entre une source chaude à 25 °C et une source froide à -20 °C ; les points caractéristiques sont déduits facilement de la description de la machine idéale.

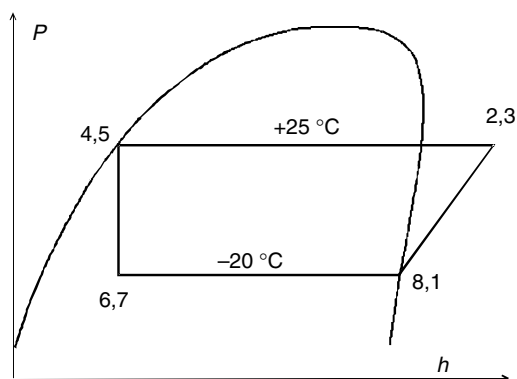


Figure 4.2 – Tracé du cycle de référence dans un diagramme enthalpique.

Points 8 et 1 : les vapeurs quittant l'évaporateur sont saturées, et leur température d'évaporation est θ_0 . Le point 8 est sur l'intersection de l'isotherme θ_0 et de la courbe de vapeur saturante. Le point 1 représentatif de l'état des vapeurs à l'aspiration du compresseur est confondu avec le point 8.

Points 2 et 3 : dans le compresseur, les vapeurs subissent une compression isentropique de p_0 à p_c . Le point 2 (refoulement du compresseur)

est donc à l'intersection de l'isobare p_c et de l'isentrope passant par le point 1. Le point 3 (entrée des vapeurs dans le condenseur) est confondu avec le point 2. Les vapeurs en 2 ou en 3 sont à une température supérieure à la température de saturation θ_c . Leur surchauffe est égale à $(\theta_2 - \theta_c)$.

Points 4 et 5 : dans le condenseur, les vapeurs rejettent de la chaleur dans la source chaude à θ_c . Elles subissent d'abord une désurchauffe pendant laquelle leur température diminue de θ_2 à θ_c , puis elles sont condensées totalement. La désurchauffe est nécessairement irréversible. En 4, le fluide frigorigène est à l'état de liquide saturé : le point représentatif est à l'intersection de l'isotherme θ_c et de la courbe de liquide saturé. Le point 5 (entrée du détendeur) est confondu avec le point 4.

Points 5 et 6 : le liquide subit une détente isenthalpique de p_c à p_0 . Le point 6 est à l'intersection de l'enthalpie passant par le point 4 et de l'isobare p_0 . Le point 7 (entrée évaporateur) est confondu avec le point 6.

La figure 4.3 représente le cycle de référence, tracé dans un diagramme (T,s) .

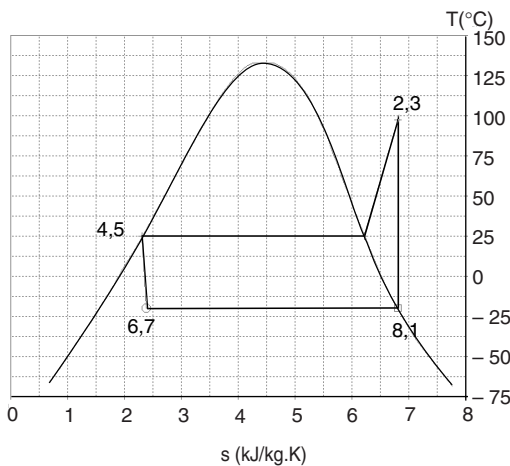


Figure 4.3 – Tracé du cycle de référence dans un diagramme entropique.

Remarques

1. Le cycle de référence décrit ici n'est pas réversible, pour les deux raisons suivantes :

- la détente 5-6 est irréversible *par choix de la transformation* ;
- la désurchauffe des vapeurs entre le refoulement du compresseur et le condenseur est réalisée lors d'un échange thermique entre le frigorigène et la source de chaleur à θ_c , c'est-à-dire entre deux milieux à des températures différentes : elle n'est donc pas réversible. Pour qu'elle le soit, il faudrait mettre en jeu une infinité de sources de chaleur à des températures infiniment voisines, et échelonnées entre θ_2 et θ_c : le cycle ne serait donc plus ditherme.

Le COP du cycle de référence est donc inférieur à celui du cycle de Carnot fonctionnant entre les deux mêmes températures de sources ; néanmoins, il représente la valeur maximale que l'on pourrait espérer atteindre lors d'une mise en œuvre pratique.

2. D'après les hypothèses posées, le frigorigène doit pouvoir changer de phase à température et pression constantes : les mélanges non azéotropiques sont donc exclus.

4.1.3 Calcul des échanges d'énergie

■ Échanges d'énergie de chaque composant

□ Rappel : premier principe appliqué à un système ouvert

On s'intéresse à une partie de la machine frigorifique traversée par un débit massique $\dot{m}$ de fluide frigorigène, et délimitée par les parois, une section d'entrée notée E et une section de sortie, notée S (figure 4.4).

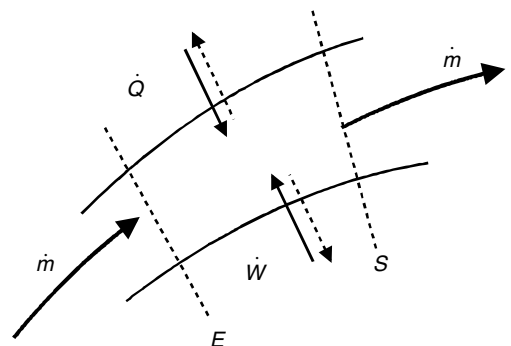


Figure 4.4 – Représentation schématique d'un système thermodynamique ouvert.

Entre E et S , le fluide frigorigène peut échanger avec l'extérieur une puissance thermique $\dot{Q}$ et une puissance mécanique $\dot{W}$. Le premier principe de la thermodynamique appliqué à ce système ouvert s'écrit :

$$\frac{dE}{dt} = \dot{Q} + \dot{W} + \sum_{e,s} \dot{m}_{e,s} \left(h + \frac{1}{2} \hat{V}^2 + gz \right)_{e,s} \quad (4.1)$$

□ Bilan d'énergie à l'évaporateur

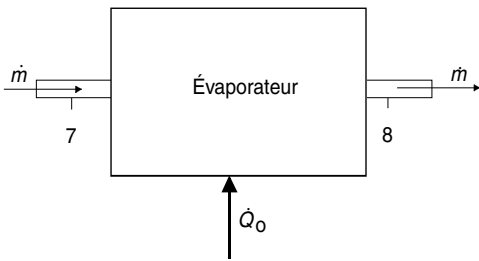


Figure 4.5 – Flux de masse et d'énergie à travers un évaporateur.

En règle générale, les variations des énergies cinétique et potentielle sont négligeables devant celles de l'enthalpie. De plus, au niveau de l'évaporateur, il n'y a pas d'échange d'énergie mécanique. En régime permanent, le bilan d'énergie s'écrit alors simplement :

$$0 = \dot{Q}_0 + \dot{m}(h_7 - h_8) \quad (4.2)$$

La quantité $\Delta h_0 = (h_8 - h_7)$ est la variation massique d'enthalpie du fluide frigorigène ; on l'appelle *production frigorifique massique* à l'évaporateur. Pour une puissance frigorifique à fournir, plus la production frigorifique massique est élevée, plus le débit massique de frigorigène nécessaire sera faible.

Remarques

1. Dans le cycle de référence, les points 8 et 1 sont confondus. L'équation (4.2) peut s'écrire :

$$0 = \dot{Q}_0 + \dot{m}(h_7 - h_1) \quad (4.3)$$

2. Soit $\dot{m}_{sf}$ le débit massique de fluide frigoporteur entrant dans l'évaporateur avec l'enthalpie h_{sf1} et le

quittant avec l'enthalpie h_{sf2} . Le bilan d'énergie à l'évaporateur s'écrit aussi :

$$0 = \dot{m}_{sf}(h_{sf1} - h_{sf2}) + \dot{m}(h_7 - h_8) \quad (4.4)$$

□ Bilan d'énergie au compresseur

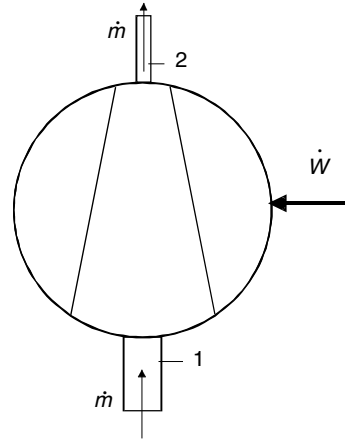


Figure 4.6 – Flux de masse et d'énergie à travers un compresseur parfait.

Les variations d'énergie cinétique et potentielle sont encore très faibles devant les variations d'enthalpie. En régime stationnaire, compte tenu de la compression adiabatique, le bilan d'énergie au compresseur s'écrit :

$$0 = \dot{W} + \dot{m}(h_1 - h_2) \quad (4.5)$$

Si le compresseur fonctionne de façon réversible, alors la compression est isentropique, et $h_2 = h_{2is}$.

□ Bilan d'énergie au condenseur

On trouve de la même façon que pour l'évaporateur :

$$0 = \dot{Q}_c + \dot{m}(h_3 - h_4) \quad (4.6)$$

Puisque, dans les cycles de référence, les points 2_{is} et 3 sont confondus, le bilan peut aussi s'écrire :

$$0 = \dot{Q}_c + \dot{m}(h_{2is} - h_4) \quad (4.7)$$

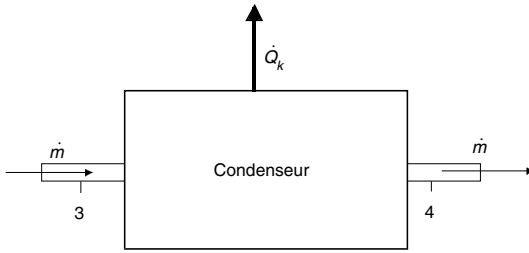


Figure 4.7 – Flux de masse et d'énergie à travers un condenseur.

Soit $\dot{m}_{sc}$ le débit massique de fluide caloporteur entrant dans le condenseur avec l'enthalpie h_{sc1} et le quittant avec l'enthalpie h_{sc2} . Le bilan d'énergie au condenseur s'écrit aussi :

$$0 = \dot{m}_{sc}(h_{sc1} - h_{sc2}) + \dot{m}(h_3 - h_4) \quad (4.8)$$

□ Bilan d'énergie au détendeur

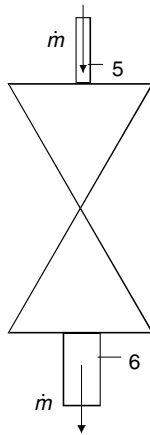


Figure 4.8 – Flux de masse et d'énergie à travers un organe de détente.

La détente du fluide frigorigène s'effectue sans échange de chaleur, et sans récupération du travail ; par conséquent, $\dot{Q} = 0$ et $\dot{W} = 0$. En régime permanent, les variations d'énergie potentielle et cinétique étant négligeables, le premier principe s'écrit :

$$0 = \dot{m}(h_5 - h_6), \text{ soit plus simplement } h_5 = h_6 \quad (4.9)$$

Remarque

Le fluide frigorigène pénètre dans le détendeur à l'état de liquide ; il sort sous forme d'un mélange liquide-vapeur ; on peut calculer le titre en vapeur du mélange au point 6 en appliquant la règle des leviers :

$$x_v = \frac{h_5 - h_{\text{sat},L}(\theta_0)}{h_{\text{sat},v}(\theta_0) - h_{\text{sat},L}(\theta_0)} = \frac{h_5 - h_{\text{sat},L}(\theta_0)}{L_v(\theta_0)} \quad (4.10)$$

Dans le cycle de référence, le frigorigène est à l'état de liquide saturé en 5. On pourra vérifier que pour un frigorigène donné, le titre en vapeur du mélange introduit dans l'évaporateur est d'autant plus élevé que :

- la température de condensation est élevée ;
- la température d'évaporation est basse.

□ Bilan global

Au cours d'un cycle de fonctionnement, la machine, qui est un système fermé :

- reçoit la quantité de chaleur Q_0 de la part de la source froide ;
- reçoit l'énergie mécanique W de la part du compresseur ;
- rejette la quantité de chaleur Q_c à la source chaude.

D'après les hypothèses posées au § 4.1.1, il n'y a aucun autre échange d'énergie.

Le premier principe de la thermodynamique pour les systèmes fermés permet donc d'écrire le bilan d'énergie sur la machine, pour un cycle de fonctionnement :

$$Q_0 + Q_c + W = 0 \quad (4.11)$$

avec $Q_0 > 0$; $W > 0$; $Q_c < 0$.

Remarque

La combinaison des bilans au niveau de chacun des quatre composants est bien conforme à l'écriture du bilan global (équation 4.11).

Le COP est défini comme le rapport entre le froid produit et l'énergie mécanique utilisée :

$$\text{COP} = \frac{Q_0}{W} = \frac{h_8 - h_7}{h_2 - h_1} \quad (4.12)$$

Le COP s'obtient alors simplement graphiquement comme le rapport entre le segment (7-8) qui est égal à $h_8 - h_7$ et la projection sur l'axe des abscisses du segment (1-2) qui est égal à $h_2 - h_1$.

4.1.4 Analyse entropique

On assimile le cycle de référence à un cycle ditherme fonctionnant entre une température de source froide (T_{sf}) égale à la température d'évaporation (T_0) et une température de source chaude (T_{sc}) égale à la température de condensation T_c (la chaleur de désurchauffe est évacuée à la température de condensation bien que produite à une température supérieure : ce sera une cause d'irréversibilité comme nous le verrons plus loin). On suppose tous les transferts idéaux (aucune résistance au transfert de chaleur ni au transfert de masse).

Considérons l'évolution du système fermé constitué de l'ensemble de la machine, pour une masse unitaire de fluide. Si l'on analyse le système comme un système fermé cyclique, la démarche suivie dans le chapitre précédent peut s'appliquer. Le travail mécanique échangé avec l'extérieur w provient uniquement du travail de compression. Au cours de ce cycle, la chaleur échangée avec l'extérieur est échangée avec deux réservoirs de chaleur à deux niveaux de température seulement (T_{sf} et T_{sc}), si bien que les deux principes de la thermodynamique s'écrivent :

$$q_0 + q_c + w = 0 \quad [a]$$

$$\frac{q_0}{T_{sf}} + \frac{q_c}{T_{sc}} + \Delta_i s = 0 \quad [b]$$

(4.13)

où q_c représente la totalité de la chaleur rejetée au condenseur par unité de masse de fluide frigorigène (chaleur de condensation plus chaleur de désurchauffe) et q_0 représente la chaleur prélevée par l'évaporateur. $\Delta_i s$ est la production massique totale d'entropie durant l'évolution, $\Delta_i s$ étant positif ou nul.

Les expressions de w , q_0 et q_c en fonction de l'enthalpie ont été données plus haut dans les équations (4.2) à (4.9).

■ Production d'entropie due à la désurchauffe des vapeurs

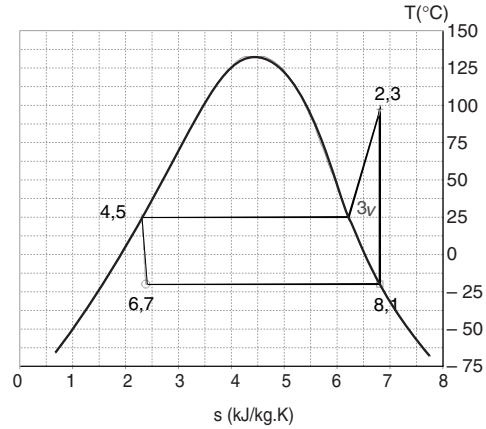


Figure 4.9 – Cycle de référence pour l'ammoniac dans un diagramme (T, s).

Considérons une masse unitaire de fluide frigorigène qui subit la transformation (3-4) (désurchauffe-condensation) décrite plus haut. Au cours de cette transformation, la masse unitaire de fluide frigorigène cède de la chaleur au réservoir de chaleur, elle subit une variation négative d'enthalpie égale à $h_4 - h_3$ et une variation négative d'entropie égale à $s_4 - s_3$. Dans le même temps, le réservoir de chaleur reçoit la chaleur cédée par le fluide, il subit une variation d'enthalpie égale et opposée à celle du fluide frigorigène, il reçoit $h_3 - h_4$; il subit par ailleurs une variation d'entropie positive et égale à $(h_3 - h_4)/T_{sc}$. En effet, le réservoir de chaleur est à température constante, T_{sc} , et sa variation d'entropie lorsqu'il reçoit une quantité de chaleur q est égale à q/T_{sc} . L'entropie reçue par le réservoir de chaleur n'est pas égale et opposée à celle cédée par le fluide frigorigène, comme nous allons le prouver, il y a production d'entropie à ce niveau.

Dans le cas d'un transfert de chaleur qui s'effectue à une température variable, on définit une température entropique qui est une température moyenne à laquelle la transformation a lieu :

$$\tilde{T} = \frac{\Delta h}{\Delta s} = \frac{\int dh}{\int \frac{dh}{T}} \quad (4.14)$$

où Δh et Δs sont les variations respectives d'enthalpie et d'entropie du système thermodynamique au cours de la transformation.

Utilisant cette définition pour la transformation (3-4) du fluide frigorigène, on obtient :

$$\tilde{T}_{sc} = \frac{h_4 - h_3}{s_4 - s_3} \text{ ou } s_4 - s_3 = \frac{h_4 - h_3}{\tilde{T}_{sc}} \quad (4.15)$$

Par ailleurs la variation d'entropie du réservoir est égale à :

$$\Delta s_{\text{res}} = \frac{h_3 - h_4}{T_{sc}} \quad (4.16)$$

Or $\tilde{T}_{sc} > T_{sc}$, l'entropie cédée par le fluide frigorigène, $|s_4 - s_3| = \frac{|h_4 - h_3|}{T_{sc}}$, est inférieure à

celle, $\Delta s_{\text{res}} = \frac{h_4 - h_3}{T_{sc}}$ reçue par le réservoir. La production d'entropie est la différence entre ces deux quantités ou la somme algébrique des deux variations :

$$\begin{aligned} \underbrace{\Delta_i s_{sc}}_{+} &= \underbrace{(h_4 - h_3)}_{-} \underbrace{\left(\frac{1}{\tilde{T}_{sc}} - \frac{1}{T_{sc}} \right)}_{-} \\ &= \underbrace{q_c}_{-} \underbrace{\left(\frac{1}{\tilde{T}_{sc}} - \frac{1}{T_{sc}} \right)}_{-} \end{aligned} \quad (4.17)$$

L'irréversibilité n'est pas au niveau du réservoir de chaleur mais au niveau du couplage entre le réservoir de chaleur et le fluide frigorigène et, plus précisément, au niveau de la vapeur surchauffée qui est à une température supérieure à celle du réservoir.

■ Production d'entropie due à la vanne de laminage

Au cours du trajet thermodynamique (6-8), il n'y a pas de production d'entropie similaire à celle observée au cours de la désurchauffe car l'évaporation est isotherme. En revanche, au cours du trajet (5-6), la détente au travers de la vanne de laminage est irréversible et la production d'entropie est simplement obtenue en appliquant le second principe pour un système

ouvert en régime permanent :

$$P(S) = - \sum_i \frac{\dot{Q}_i}{T_i} - \sum_{e,s} (\dot{m}s)_{e,s} \geq 0 \quad (4.18)$$

Dans le cas de la vanne de laminage, l'écoulement est adiabatique si bien que la production d'entropie s'obtient facilement :

$$P(S) = - \sum_{e,s} (\dot{m}s)_{e,s} = \dot{m}(s_6 - s_5) \geq 0 \quad (4.19)$$

Pour un débit massique unitaire par unité de temps :

$$\Delta_i s_{sf} = s_6 - s_5 \geq 0 \quad (4.20)$$

À la source froide, on définit une température entropique $\tilde{T}_{sf}$, pour la transformation (5-8), qui inclut la détente au travers de la vanne de laminage :

$$\tilde{T}_{sf} = \frac{h_8 - h_5}{s_8 - s_5} \quad (4.21)$$

Notant que pour le changement de phase (7-8) qui s'effectue à température constante, on a :

$$h_8 - h_7 = T_{sf}(s_8 - s_7) \quad (4.22)$$

La production massique d'entropie devient :

$$\begin{aligned} \Delta_i s_{sf} &= s_7 - s_5 = s_7 - s_8 + s_8 - s_5 \\ &= \frac{h_7 - h_8}{T_{sf}} + \frac{h_8 - h_5}{\tilde{T}_{sf}} \end{aligned} \quad (4.23)$$

et, comme $h_7 = h_5$, ceci conduit à :

$$\begin{aligned} \Delta_i s_{sf} &= (h_8 - h_7) \left(\frac{1}{\tilde{T}_{sf}} - \frac{1}{T_{sf}} \right) \\ &= \underbrace{q_0}_{+} \underbrace{\left(\frac{1}{\tilde{T}_{sf}} - \frac{1}{T_{sf}} \right)}_{+} \geq 0 \end{aligned} \quad (4.24)$$

■ Production totale d'entropie

La compression adiabatique réversible (1-2) n'est source d'aucune production d'entropie si bien que la production totale d'entropie dans le cycle est égale à la somme de la production d'entropie dans la phase (3-4) et de celle dans la phase (5-8) :

$$\begin{aligned}\Delta_i S &= \Delta_i S_{sc} + \Delta_i S_{sf} \\ \Delta_i S &= \underbrace{\frac{Q_c}{T_{sc}} \left(\frac{1}{\tilde{T}_{sc}} - \frac{1}{T_{sc}} \right)}_{-} + \underbrace{\frac{Q_0}{T_{sf}} \left(\frac{1}{\tilde{T}_{sf}} - \frac{1}{T_{sf}} \right)}_{+} \geq 0\end{aligned}\quad (4.25)$$

Utilisant cette expression de la production d'entropie dans l'équation (4.13b), on obtient :

$$\begin{aligned}\frac{Q_c}{T_{sc}} + \frac{Q_0}{T_{sf}} &= - \underbrace{\frac{Q_c}{T_{sc}} \left(\frac{1}{\tilde{T}_{sc}} - \frac{1}{T_{sc}} \right)}_{-} - \underbrace{\frac{Q_0}{T_{sf}} \left(\frac{1}{\tilde{T}_{sf}} - \frac{1}{T_{sf}} \right)}_{+}\end{aligned}\quad (4.26)$$

On peut simplifier cette expression pour arriver à la formule remarquable :

$$\boxed{\frac{Q_c}{\tilde{T}_{sc}} + \frac{Q_0}{\tilde{T}_{sf}} = 0} \quad (4.27)$$

qui couplée à l'équation (4.13a) toujours valable :

$$Q_c + Q_0 + W = 0$$

signifie que le cycle équivalent de Carnot du cycle à compression de vapeur est le cycle de Carnot fonctionnant entre les températures $\tilde{T}_{sf}$ et $\tilde{T}_{sc}$ (figure 4.10). Le COP s'obtient alors en combinant ces deux équations :

$$\boxed{\text{COP} = \frac{Q_0}{W} = \frac{\tilde{T}_{sf}}{\tilde{T}_{sc} - \tilde{T}_{sf}}} \quad (4.28)$$

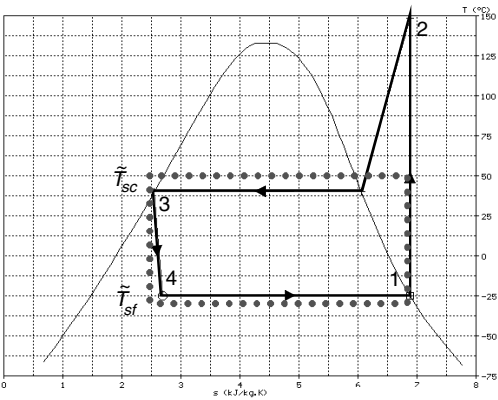


Figure 4.10 – Cycle de réfrigération à compression de vapeur d'ammoniac (trait plein) et cycle équivalent de Carnot (pointillés).

■ Applications numériques

Considérons le cycle de référence (température d'évaporation et de condensation respectivement de $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_0 = 248\text{ K}$ et $+40\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_c = 313\text{ K}$ sans surchauffe ni sous-refroidissement) réalisé par du R-134a, du R-404A et du R-717 (tableau 4.1).

Tableau 4.1 – Comparaison de deux fluides à partir de l'analyse thermodynamique.

Fluide	R-134a	R-404A	R-717
h_1 (kJ/kg)	235,3	204,2	1 411,5
$s_1 = s_2 = s_3$ (kJ/(kg.K))	0,950	0,826	5,696
h_3 (kJ/kg)	282,5	244	1 770,4
$h_4 = h_6$ (kJ/kg)	108,3	112,5	371,5
s_4 (kJ/(kg.K))	0,395	0,407	1,358
$\text{COP} = \frac{h_8 - h_7}{h_2 - h_1}$	2,70	2,31	2,90
$\text{COP}_c = \frac{T_0}{T_c - T_0}$	3,82	3,82	3,82
T_2 (K)	323	321	421
$\tilde{T}_{sc} = \frac{h_4 - h_3}{s_4 - s_3}$ (K)	313,5	313,3	322,5
$\tilde{T}_{sf} = \frac{h_8 - h_5}{s_8 - s_5}$ (K)	228,6	218,6	239,7
$\text{COP} = \frac{\tilde{T}_{sf}}{\tilde{T}_{sc} - \tilde{T}_{sf}}$	2,70	2,31	2,90

Dans ces conditions, le R-717 présente un COP supérieur au R-134a, et le R-404A présente le COP le plus faible. On remarque plusieurs différences importantes sur le comportement des trois fluides :

- la température de refoulement du R-717 est très élevée alors que celles du R-134a et du R-404A sont proches de la température de condensation ;
- la conséquence de cette remarque est que, dans le cas du R-717, la production d'entropie due à la désurchauffe est importante, ce qui n'est pas le cas pour les deux autres fluides. Ce point s'observe à la valeur de $\tilde{T}_{sc}$ qui est proche de T_c pour le R-134a et le R-404A, et nettement supérieure pour le R-717 ;
- $\tilde{T}_{sf}$ est beaucoup plus éloignée de la température d'évaporation dans le cas du R-134a et du R-404A que dans celui du R-717. Ceci traduit le fait que la production d'entropie due à la détente *via* la vanne de laminage est plus importante dans le cas du R-404A et du R-134a que dans celui du R-717. Les deux premiers fluides présentent un cas intéressant pour utiliser une turbine en lieu et place de la vanne de laminage (de fait, un constructeur, Carrier, produit une unité fonctionnant au R-134a et utilisant une turbine, en récupérant le travail de détente sur la turbine, le gain sur le COP est supérieur à 5 %).

Dans les trois cas, la valeur du COP obtenue par le bilan enthalpique est égale, aux erreurs d'arrondis près, à celle obtenue à partir des températures entropiques.

Le rendement thermodynamique est respectivement de 0,6 pour le R-404A, et de 0,71 et 0,76 pour le R-134a et pour le R-717. Cette différence est notable, néanmoins le COP est beaucoup plus sensible aux variations de température de fonctionnement qu'au changement de fluide.

4.2 Machine réelle à compression de vapeur

Dans la réalité, une machine à compression mécanique de vapeurs n'obéit pas aux hypothèses du cycle de référence :

- le fluide peut échanger de la chaleur avec les milieux extérieurs lors de son passage dans les tuyauteries ;
- son écoulement dans la machine frigorifique donne lieu à des pertes de charge ;
- les échangeurs n'ont pas une surface infinie et ils ne peuvent traiter que des débits limités de fluides ; les échanges thermiques ne peuvent pas être réversibles ;
- un compresseur réel n'est pas adiabatique : il échange de la chaleur avec l'ambiance et avec le fluide frigorigène ; de plus, il est le siège de divers phénomènes dissipatifs (dus aux frottements solides, à la présence de lubrifiant...), et ne peut fonctionner de manière réversible : il ne restitue pas totalement au fluide l'énergie mécanique qu'il reçoit ;
- le fluide frigorigène peut être un mélange non azéotropique.

Par la suite, on appelle *fluide frigoporteur* le fluide cédant de la chaleur au frigorigène dans l'évaporateur, et *fluide caloporteur*, celui recevant de la chaleur dans le condenseur. On utilisera également le terme générique *fluide secondaire* pour désigner indifféremment le fluide frigoporteur ou caloporteur.

Pour l'instant, on s'intéresse uniquement aux mélanges azéotropiques ou pseudo-azéotropiques et on néglige le rôle de l'huile.

4.2.1 Cycle réel sans pertes de charge

■ Irréversibilité des échanges thermiques – Régime interne, régime externe

Dans la pratique, les débits des fluides secondaires étant finis, leur température varie entre l'entrée et la sortie des échangeurs. On appellera θ_{sf1} et θ_{sf2} les températures d'entrée et de sortie du fluide frigoporteur traité à l'évaporateur, et θ_{sc1} et θ_{sc2} celles du fluide caloporteur dans le condenseur. Ces fluides peuvent être des liquides ou de l'air ou des gaz incondensables ou bien des mélanges diphasiques.

De plus, *les surfaces d'échange sont finies*, il existe un écart de température entre le fluide frigorigène et le fluide secondaire tout au long de

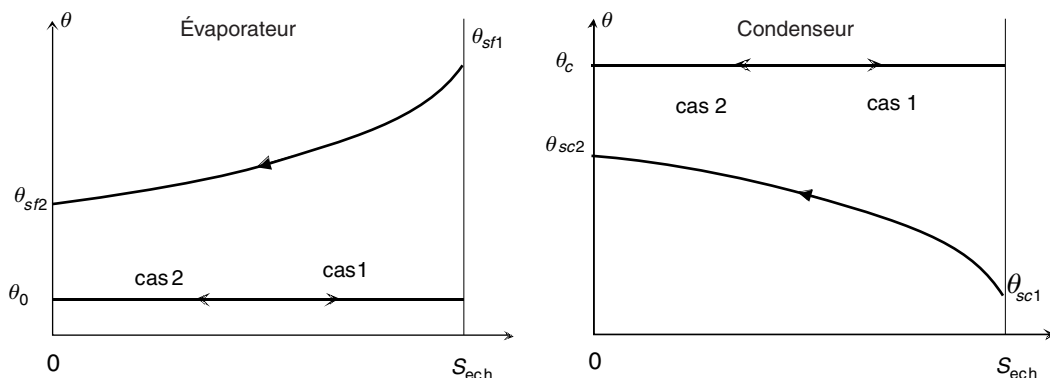


Figure 4.11 – Profils des températures des fluides secondaires et frigorigène dans la partie changement de phase du fluide frigorigène (cas 1 : contre-courant ; cas 2 : co-courant).

chaque échangeur : on parle de pincement. Si l'on néglige les pertes de charge, les profils de température dans les parties à changement de phase de l'évaporateur et du condenseur ont les allures présentées figure 4.11, quel que soit le sens de circulation des fluides.

On distingue :

- les évolutions thermodynamiques du fluide frigorigène dans la machine (*régime interne*) ;
- les conditions qui règnent ou que l'on veut établir à l'extérieur du système frigorifique (fluide caloporteur et fluide frigopporteur) : on parle de *régime externe*.

La caractérisation du régime externe dépend du système frigorifique envisagé.

□ Machine frigorifique

Milieu à refroidir

Deux cas se présentent :

- pour une chambre froide, la température de contrainte du régime externe est la température de reprise de l'air : il s'agit donc de θ_{sf1} , température d'entrée de l'air dans la batterie de l'évaporateur ;
- pour un refroidissement de liquide, la contrainte du régime externe, au contraire,

est généralement la température θ_{sf2} de sortie du fluide frigopporteur de l'évaporateur.

Source extérieure de rejet thermique

Le régime externe est toujours θ_{sc1} , température d'entrée du fluide caloporteur dans le condenseur.

□ Pompe à chaleur

Milieu à réchauffer

Le régime externe est caractérisé par la température θ_{sc2} du fluide caloporteur quittant l'échangeur chaud.

Source froide

La donnée externe est la température θ_{sf1} du milieu ambiant dans lequel on prélève de la chaleur.

Quel que soit le type de fonctionnement utilisé, on définit les grandeurs suivantes :

- Évaporateur :

$$\Delta\theta_f = \theta_{sf1} - \theta_{sf2}$$

refroidissement du fluide frigopporteur

$$\Delta\theta_{pf} = \theta_{sf2} - \theta_0$$

pincement de l'évaporateur

en principe, sans autre précision, le pincement est donc la différence de température entre les deux fluides, calculée côté sortie fluide frigopporteur.

Tableau 4.2 – Expressions des écarts moyens logarithmiques de température à l'évaporateur et au condenseur (sans pertes de charge).

Évaporateur	Condenseur
$\text{DTLM} = \frac{(\theta_{sf1} - \theta_0) - (\theta_{sf2} - \theta_0)}{\text{Ln} \left(\frac{\theta_{sf1} - \theta_0}{\theta_{sf2} - \theta_0} \right)}$	$\text{DTLM} = \frac{(\theta_c - \theta_{sc1}) - (\theta_c - \theta_{sc2})}{\text{Ln} \left(\frac{\theta_c - \theta_{sc1}}{\theta_c - \theta_{sc2}} \right)}$
$\text{DTLM} = \frac{(\theta_{sf1} - \theta_{sf2})}{\text{Ln} \left(\frac{\theta_{sf1} - \theta_0}{\theta_{sf2} - \theta_0} \right)} = \frac{\Delta\theta_f}{\text{Ln} \left(1 + \frac{\Delta\theta_f}{\Delta\theta_{pf}} \right)}$	$\text{DTLM} = \frac{(\theta_{sc2} - \theta_{sc1})}{\text{Ln} \left(\frac{\theta_c - \theta_{sc1}}{\theta_c - \theta_{sc2}} \right)} = \frac{\Delta\theta_c}{\text{Ln} \left(1 + \frac{\Delta\theta_c}{\Delta\theta_{pc}} \right)}$

– Condenseur :

$$\Delta\theta_c = \theta_{sc2} - \theta_{sc1}$$

échauffement du fluide caloporteur

$$\Delta\theta_{pc} = \theta_c - \theta_{sc2}$$

pincement du condenseur

On a toujours :

- $\theta_0 < \theta_{sf2} < \theta_{sf1}$: le refroidissement du fluide frigopporteur est une grandeur positive ; le pincement à l'évaporateur est positif ;
- $\theta_{sc1} < \theta_{sc2} < \theta_c$: l'échauffement du fluide caloporteur est une grandeur positive ; le pincement au condenseur est positif.

Les pincements minimaux admissibles à l'évaporateur et au condenseur dépendent de la technologie de chacun des échangeurs utilisés. L'écart moyen logarithmique de température, défini précédemment, s'exprime en fonction de ces grandeurs ; dans le cas le plus simple où la surchauffe et le sous-refroidissement sont nuls, on a les résultats suivants (tableau 4.2).

Puisque la température du frigorigène en fin d'évaporation est inférieure à celle du fluide frigopporteur, les vapeurs peuvent être surchauffées. Si les pertes de charge sont négligeables, le profil de température dans l'évaporateur est décrit figure 4.12.

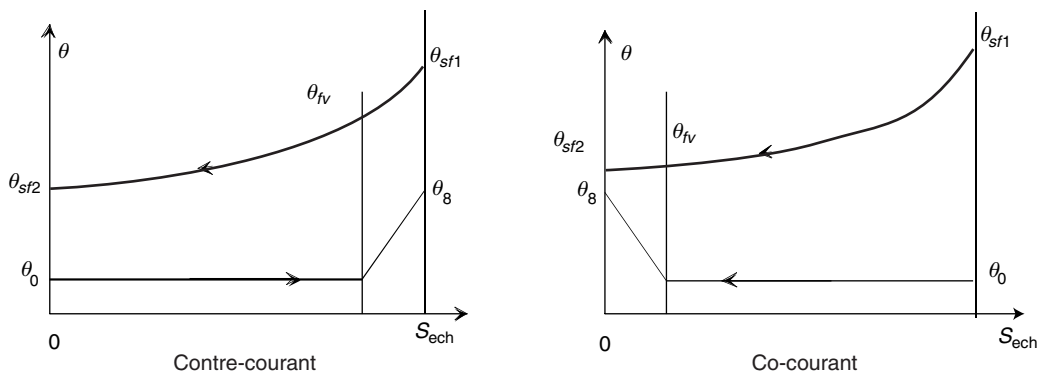
**Figure 4.12** – Profil de température dans l'évaporateur.

Tableau 4.3 – Écart moyen logarithmique de température dans les différentes parties
de l'évaporateur (sans chute de pression).

Contre-courant	Co-courant
Évaporation $\text{DTLM} = \frac{(\theta_{fv} - \theta_0) - (\theta_{sf2} - \theta_0)}{\text{Ln} \left(\frac{\theta_{fv} - \theta_0}{\theta_{sf2} - \theta_0} \right)}$ $= \frac{(\theta_{fv} - \theta_{sf2})}{\text{Ln} \left(\frac{\theta_{fv} - \theta_0}{\theta_{sf2} - \theta_0} \right)}$	Évaporation $\text{DTLM} = \frac{(\theta_{sf1} - \theta_0) - (\theta_{fv} - \theta_0)}{\text{Ln} \left(\frac{\theta_{sf1} - \theta_0}{\theta_{fv} - \theta_0} \right)}$ $= \frac{(\theta_{sf1} - \theta_{fv})}{\text{Ln} \left(\frac{\theta_{sf1} - \theta_0}{\theta_{fv} - \theta_0} \right)}$
Surchauffe $\text{DTLM} = \frac{(\theta_{sf1} - \theta_8) - (\theta_{fv} - \theta_0)}{\text{Ln} \left(\frac{\theta_{sf1} - \theta_8}{\theta_{fv} - \theta_0} \right)}$	Surchauffe $\text{DTLM} = \frac{(\theta_{fv} - \theta_0) - (\theta_{sf2} - \theta_8)}{\text{Ln} \left(\frac{\theta_{fv} - \theta_0}{\theta_{sf2} - \theta_8} \right)}$

Dans ce cas, l'échangeur de chaleur est composé de deux parties en série : un évaporateur en série avec un échangeur vapeur/fluide frigoporteur fonctionnant chacun sous un écart moyen logarithmique de température dont l'expression dépend du sens de circulation, et est notée dans le tableau 4.3.

La surchauffe des vapeurs quittant l'évaporateur, $(\theta_8 - \theta_0)$, est le plus souvent comprise entre 3 et 8 °C. La différence minimale de température entre θ_8 et le fluide frigoporteur dépend de ce dernier et de la technologie de l'évaporateur. On peut constater que pour une surchauffe des vapeurs fixée, la température d'évaporation doit être plus basse dans le cas d'un évaporateur à co-courant. Il est donc particulièrement recommandé de faire circuler les fluides à contre-courant dans l'évaporateur pour supporter une surchauffe et un pincement acceptables sans imposer une température d'évaporation trop basse.

Remarque

Pour un régime externe fixé, plus le pincement est faible, plus la température d'évaporation est élevée et meilleur est le COP de la machine frigorifique. En

revanche, la surface d'échange doit être plus importante, et le coût de fabrication de la machine sera plus important. De plus, si le refroidissement du fluide caloporteur diminue, l'énergie consommée par le ventilateur ou le circulateur du fluide secondaire augmente. Le choix du pincement et du refroidissement résulte donc d'un compromis entre le coût d'installation et le coût d'exploitation de l'installation. Le tableau 4.4 illustre ce propos, dans les conditions opératoires suivantes.

Température de condensation : + 40 °C
Régime du fluide frigoporteur : + 4 °C / - 2 °C
Puissance frigorifique : 10 kW

Tableau 4.4 – Évolution de la surface d'échange de l'évaporateur et du COP Carnot en fonction de la température d'évaporation (régime externe fixé).

θ_0 (°C)	- 5	- 8	- 10	- 15
DTLM (°C)	5,46	8,66	10,72	15,81
HS (kW/K)	1,83	1,16	0,93	0,63
COP Carnot	5,96	5,52	5,26	4,69

■ Échanges thermiques dans les tuyauteries – Compression réelle

Les vapeurs surchauffées en sortie d'évaporateur sont, généralement, plus froides que l'ambiance et elles sont donc échauffées avant leur aspiration par le compresseur. Leur surchauffe augmente entre la sortie de l'évaporateur et l'aspiration du compresseur : $\theta_1 - \theta_0 > \theta_8 - \theta_0$. En pratique, la surchauffe des vapeurs à l'aspiration du compresseur est nécessaire pour sa protection contre les coups de liquide et pour un dégazage accru du lubrifiant revenant au compresseur.

Dans le compresseur, ces vapeurs sont fortement échauffées au cours de la compression. Un compresseur réel n'est pas adiabatique, il échange de la chaleur avec le fluide frigorigène et avec le milieu environnant. Son fonctionnement n'est pas réversible, le mouvement des pièces mobiles donne lieu à des frottements qui constituent des dissipations d'énergie mécanique.

Le compresseur frigorifique fera l'objet d'une étude plus approfondie par la suite, ainsi que dans la partie de l'ouvrage consacrée à la technologie. Pour l'instant, on retiendra que la température de refoulement est élevée et on la prendra égale à la température de refoulement isentropique. En réalité, elle est souvent supé-

rieure à la température de refoulement isentropique, notamment si le compresseur n'est pas refroidi ; si le compresseur est refroidi de façon efficace (ventilateur, circulation d'eau...), elle peut en être très proche, voire même plus basse.

Dans la *canalisation de refoulement*, les vapeurs sont à une température très supérieure à celle du milieu ambiant et elles sont désurchauffées : leur température décroît de θ_2 à θ_3 (figure 4.14). Les vapeurs admises dans le *condenseur* ont une surchauffe égale à $\theta_3 - \theta_c$ (inférieure à $\theta_2 - \theta_c$). Elles sont donc d'abord désurchauffées, puis condensées à θ_c . Le pincement existant avec le fluide caloporteur permet, après condensation, de sous-refroidir le liquide formé jusqu'à la température $\theta_4 < \theta_c$. Finalement, le profil des températures dans le condenseur est décrit figure 4.13.

Le condenseur est alors considéré comme une mise en série de trois échangeurs, qui sont dans le sens de déplacement du fluide frigorigène : désurchargeur, condenseur proprement dit et sous-refroidisseur. L'expression des DTLM dans chaque zone dépend du sens de circulation.

De même que pour l'évaporateur, il est préférable de choisir une circulation des fluides à contre-courant, car la pression de condensation sera moins élevée.

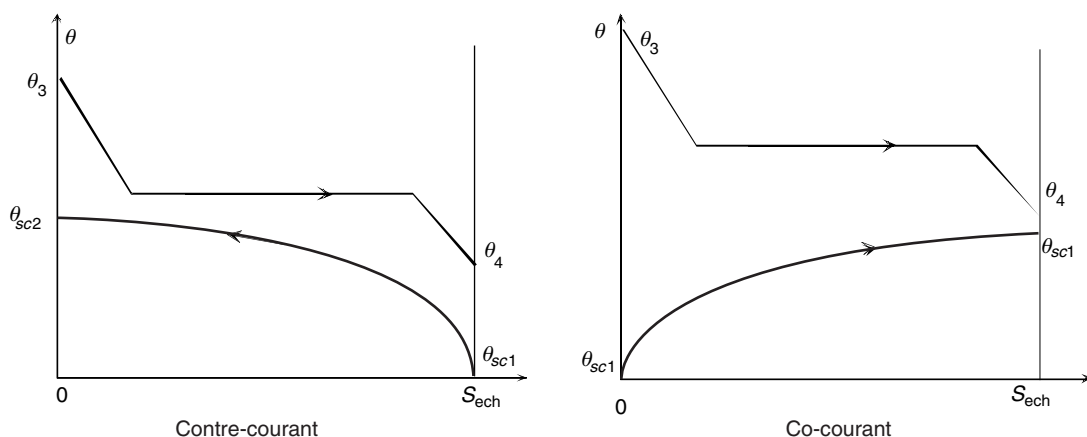


Figure 4.13 – Profils de température dans le condenseur.

Remarque

Comme pour l'évaporateur, pour un régime externe fixé, plus le pincement est faible, plus la température de condensation sera basse et meilleur sera le COP de la machine frigorifique. En revanche, la surface d'échange doit être plus importante, et le coût de fabrication de la machine sera plus important. Le choix du pincement résulte donc d'un compromis entre le coût d'installation et le coût d'exploitation de l'installation, en tenant compte de l'énergie consommée pour la mise en circulation du fluide secondaire.

En reprenant l'exemple précédent :

Température d'évaporation : $-8\text{ }^{\circ}\text{C}$

Régime du fluide frigoporteur : $+4\text{ }^{\circ}\text{C}/-2\text{ }^{\circ}\text{C}$

Régime du fluide caloporteur : $+30\text{ }^{\circ}\text{C}/+35\text{ }^{\circ}\text{C}$

Puissance condenseur : 13 kW

Tableau 4.5 – Évolution de la surface d'échange du condenseur et du COP Carnot en fonction de la température de condensation (régime externe fixé).

$\theta_c\text{ (}^{\circ}\text{C)}$	37	40	45	50
DTLM ($^{\circ}\text{C}$)	3,99	7,21	12,33	17,38
HS (kW/K)	3,26	1,80	1,05	0,75
COP Carnot	5,89	5,52	5,00	4,57

Dans la *conduite liquide*, le fluide frigorigène peut, selon les cas, être réchauffé ou refroidi par échange thermique avec l'environnement. Par conséquent, son sous-refroidissement peut diminuer ou bien augmenter entre la sortie du condenseur et l'entrée au détendeur : $\theta_5 - \theta_c < > \theta_4 - \theta_c$. Dans la pratique, pour le bon fonctionnement de l'unité, le détendeur doit toujours être alimenté en liquide. Un sous-refroidissement en 5 est donc nécessaire.

Détendeur : la détente est conforme à celle du cycle de référence, elle est isenthalpique. Le fluide frigorigène après détente est un mélange liquide/vapeur. Le titre en vapeur est d'autant plus élevé, pour une pression de condensation donnée, que la température d'évaporation est basse ou que le sous-refroidissement est faible.

Canalisation détendeur/évaporateur : la vitesse du mélange liquide vapeur étant nettement plus forte que celle du liquide sous-refroidi, on place en général le détendeur le plus près possible de l'évaporateur, de façon à éviter les chutes de pression et un réchauffement du mélange, ce qui, à cet endroit, serait très préjudiciable aux performances de la machine frigorifique. Cette canalisation n'est donc jamais représentée dans le cycle réel et surtout dans le cas d'un évaporateur à détente directe.

Finalement, le cycle réel sans perte de charge est représenté dans la figure 4.14 ; la flèche horizontale au point 2 indique que la température de refoulement n'est pas déterminée exactement pour un compresseur réel.

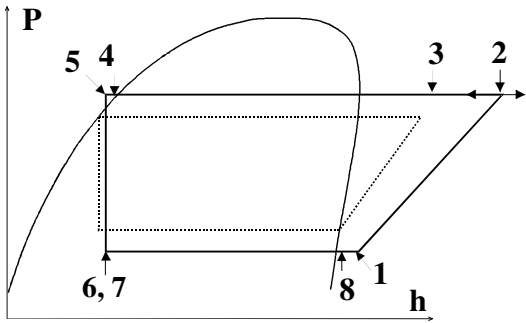


Figure 4.14 – Cycle de production de froid : prise en compte des échanges thermiques et du compresseur réel.

Le cycle de référence (intérieur) se déroule entre les températures de sources ($\theta_c = \theta_{sc}$ et $\theta_0 = \theta_{sf}$). Les pincements et les variations de température des fluides secondaires sont nuls. Le cycle réel sans perte de charge s'effectue sous un écart de température plus important, puisque l'on a simultanément $\theta_c > \theta_{sc}$ et $\theta_0 < \theta_{sf}$. Une conséquence immédiate est bien sûr la diminution du COP.

Il est par ailleurs important de noter les points suivants :

- la température de refoulement isentropique augmente fortement, pour deux raisons : la température des vapeurs à l'aspiration du

compresseur est plus élevée et le taux de compression augmente. Cette augmentation du taux de compression peut être préjudiciable au bon fonctionnement de la machine frigorifique ;

- la température du liquide avant détente dépend de celle en sortie de condenseur, et des échanges thermiques entre le frigorigène et le milieu extérieur dans la tuyauterie liquide. Quand le condenseur est refroidi par l'air ambiant, cette température liquide est supérieure à celle que l'on aurait dans le cas du cycle de référence, la verticale représentant la détente isenthalpique se trouve à droite de celle du cycle de référence, et la variation d'enthalpie massique à l'évaporateur diminue.

Le détendeur est situé le plus près possible de l'évaporateur : les points 6 et 7 restent confondus. Dans le cas où les températures internes et externes diffèrent, la comparaison au COP de Carnot peut s'effectuer en prenant deux références possibles pour le cycle de Carnot.

La première référence possible pour le cycle de Carnot consiste à prendre les températures internes, le COP de Carnot est alors simplement donné par :

$$\text{COP}_c^{\text{int}} = \frac{T_0}{T_c - T_0} \quad (4.29)$$

et le rendement thermodynamique du cycle est donné par :

$$\eta = \frac{\text{COP}}{\text{COP}_c^{\text{int}}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \cdot \frac{T_c - T_0}{T_0} \quad (4.30)$$

Remarque

Dans cette expression du rendement thermodynamique de cycle, l'énergie de compression est assimilée à la variation d'enthalpie ($h_2 - h_1$) du fluide frigorigène entre l'aspiration et le refoulement du compresseur. Le COP calculé ainsi s'appelle le $\text{COP}_{\text{cycle}}$ et ne tient pas compte des dissipations d'énergie au sein du compresseur. Nous verrons dans le chapitre 5 que la puissance absorbée par un compresseur réel est plus élevée : le $\text{COP}_{\text{cycle}}$ est supérieur au COP réel d'une installation frigorifique.

Cette approche est tout à fait appropriée pour évaluer la qualité d'un groupe frigorifique indépendamment du couplage aux sources exté-

rieures de chaleur. Ce rendement est généralement proche de 0,5.

La seconde attitude consiste à prendre pour référence pour le cycle de Carnot les températures des sources extérieures. Mais alors, il faut tenir compte de la variation de température des fluides secondaires dans l'unité. Considérons un système dans lequel les fluides secondaires ont des températures qui varient respectivement entre ($T_{sf1} - T_{sf2}$) et ($T_{sc1} - T_{sc2}$) entre l'entrée et la sortie. Le COP de Carnot pour un tel système est :

$$\begin{aligned} \text{COP}_c^{\text{ext}} &= \frac{\tilde{T}_{sf}}{\tilde{T}_{sc} - \tilde{T}_{sf}} \\ &= \frac{\frac{T_{sf2} - T_{sf1}}{\text{Ln} \frac{T_{sf2}}{T_{sf1}}}}{\frac{T_{sc2} - T_{sc1}}{\text{Ln} \frac{T_{sc2}}{T_{sc1}}} - \frac{T_{sf2} - T_{sf1}}{\text{Ln} \frac{T_{sf2}}{T_{sf1}}}} \quad (4.31) \end{aligned}$$

Le rendement thermodynamique est maintenant donné par :

$$\eta = \frac{\text{COP}}{\text{COP}_c^{\text{ext}}} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \cdot \frac{\tilde{T}_{sc} - \tilde{T}_{sf}}{\tilde{T}_{sf}} \quad (4.32)$$

Cette approche permet d'évaluer la qualité du système global incluant : la performance du groupe frigorifique et la performance des couplages entre le groupe et les sources. En général, ce rendement thermodynamique est faible (< 0,3).

4.2.2 Cycle réel : prise en compte des pertes de charge

■ Préambule

Elles se produisent entre l'entrée de l'évaporateur et l'aspiration compresseur pour la partie BP, et entre le refoulement du compresseur et l'entrée du détendeur pour la partie HP. On distingue les types de chutes de pression suivants :

- Les *chutes de pression linéiques* se produisent le long de conduites en ligne. Pour un écoule-

ment monophasique, elles peuvent s'exprimer par la relation suivante :

$$\Delta p_l = \Lambda \frac{L}{D_H} \rho \frac{V^2}{2} \quad (4.42)$$

Δp_l est la chute de pression de l'écoulement monophasique à la vitesse V , au travers d'une tuyauterie de longueur L , de diamètre hydraulique D_H (les conduites étant cylindriques, D_H est le diamètre intérieur) ; ρ est la masse volumique du fluide. Λ est le coefficient de perte de charge linéique ; il dépend du fluide, de la nature de l'écoulement (laminaire, transitoire ou turbulent) et de la tuyauterie (lisse ou rugueuse). Pour un écoulement laminaire, on a : $\Lambda = 64/\text{Re}$, où Re est le nombre de Reynolds de l'écoulement, et pour un écoulement turbulent, on utilise la formule de Colebrook :

$$\frac{1}{\sqrt{\Lambda}} = -2 \log_{10} \left(\frac{2,51}{\text{Re}} \times \frac{1}{\sqrt{\Lambda}} + \frac{1}{3,7} \frac{\varepsilon}{D_H} \right)$$

ε est la rugosité absolue de la paroi (exprimée en m). On peut à titre d'exemple, retenir l'ordre de grandeur pour la rugosité absolue des tuyauteries :

acier galvanisé : 0,1 à 0,17 mm

cuivre étiré : 0,0015 mm

– Les *chutes de pression singulières* sont dues à des accidents dans le circuit (coudes, robinets, filtres, rétrécissement, élargissements...). Lors d'un écoulement monophasique, on peut les exprimer par la relation :

$$\Delta p_s = \xi \rho \frac{V^2}{2} \quad (4.43)$$

ξ est le coefficient de la perte de charge singulière considérée. On trouve les valeurs de ce coefficient dans les documentations techniques ou dans la littérature concernant l'hydraulique. À titre d'exemple, on indique sa valeur pour un coude à 90° (tuyauterie lisse), en fonction du rapport entre r , rayon moyen du coude, et d , diamètre du tube :

r/d	ξ
0,5	1
1	0,35
2	0,2
3	0,15

■ Pertes de charges dans la partie BP de la machine frigorifique

Évaporateur : le fluide frigorigène entre dans l'évaporateur avec la température θ_0 , correspondant à la pression p_0 . À la sortie de l'évaporateur, il a subi une perte de charge δp_0 : sa pression en (8) est égale à $(p_0 - \delta p_0)$. Puisque la pression diminue, la température d'évaporation n'est pas constante : elle diminue aussi d'une quantité $\delta \theta_0$ le long de l'échangeur. On peut donc définir une perte de charge équivalente, exprimée en °C, qui correspond à la diminution de la température de saturation due à celle de la pression. Dans le cas d'un écoulement à contre-courant, le profil des températures est présenté figure 4.15. En supposant que les vapeurs quittent l'évaporateur surchauffées, le tracé 1 correspond au cas où les pertes de charge sont négligeables. Dans le cas contraire, la température des vapeurs en sortie d'évaporateur dépend aussi des organes de réglage :

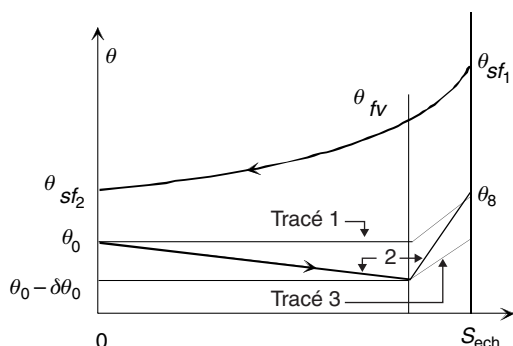


Figure 4.15 – Profils de température dans un évaporateur (fluide frigorigène pur ou mélange azéotrope) : prise en compte des chutes de pression.

- la température des vapeurs en 8 ne change pas (tracé 2 en gras : cas d'un détendeur thermostatique à égalisation interne de pression). La surchauffe en 8 augmente donc de $(\theta_8 - \theta_0)$ pour le tracé 1 à $(\theta_8 - [\theta_0 - \delta\theta_0])$;
- la surchauffe des vapeurs en 8 ne change pas (tracé 3 : cas d'un détendeur thermostatique à égalisation externe de pression). La température θ_8 diminue donc.

La perte de charge dans l'évaporateur dépend de la technologie choisie.

Remarque

Si les fluides circulent à contre-courant, comme représenté figure 4.12, le pincement de l'évaporateur, $\Delta\theta_{pe} = \theta_{sf2} - \theta_0$, n'est pas modifié par la perte de charge. Si les fluides circulent à co-courant, le pincement augmente : il est égal à $\Delta\theta_{pe} = \theta_{sf2} - (\theta_0 - \delta\theta_0)$.

Canalisation d'aspiration : les chutes de pression dans cette canalisation ont une influence très forte sur les caractéristiques de la machine frigorifique. Plus elles sont élevées, plus les performances se dégradent. Cependant, pour des raisons technologiques (retour d'huile), il faut assurer une vitesse minimale des vapeurs. On adopte en général une perte de charge équivalente de 1 °C (3 °C maximum), qui correspond, selon le niveau de température et le fluide frigorifique, à une diminution de la pression de l'ordre de 0,1 à 0,2 bar.

■ Pertes de charge dans la partie HP

Canalisation de refoulement : la pression de refoulement du compresseur est supérieure d'environ 1 °C à celle à l'entrée du condenseur.

Condenseur : comme pour l'évaporateur, la chute de pression du fluide frigorigène dépend de la technologie mise en œuvre. Les conséquences sur les performances de la machine frigorifique sont moins sévères que pour l'évaporateur. Le calcul du pincement dépend aussi du sens de circulation des fluides.

Conduite liquide : le sous-refroidissement du liquide frigorigène en sortie de condenseur détermine la perte de charge maximale admissible dans la conduite liquide. En effet, si, à

température constante, la pression du liquide s'abaisse, le sous-refroidissement diminue, et peut même s'annuler. Le détendeur n'est alors pas capable d'alimenter l'évaporateur avec le débit massique requis. Enfin, dans le cas d'une canalisation ascendante, en plus des chutes de pression dues à l'écoulement, la pression diminue du simple fait du dénivelé.

■ Représentation d'un cycle réel dans le diagramme enthalpique

La figure 4.16 présente le cycle de production de froid à compression mécanique de vapeur dans le cas le plus général.

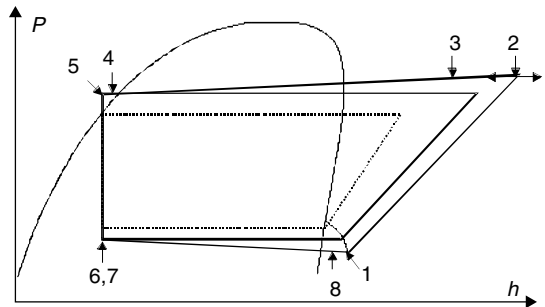


Figure 4.16 – Représentation générale d'un cycle de production de froid dans un diagramme enthalpique.

La pression du fluide frigorigène à l'entrée de l'évaporateur reste inchangée par rapport au cycle sans perte de charge ; la pression en 8 a diminué, ainsi que celle en 1. De la même façon, on garde la même valeur de pression à la sortie du condenseur, en 4. La pression à l'entrée, en 3, est plus élevée, ainsi que celle au refoulement du compresseur. Le taux de compression sous lequel doit fonctionner ce dernier a donc encore augmenté : le COP diminue encore, et la température de refoulement est plus élevée que dans le cas précédent.

La pression du fluide frigorigène en fin de condensation reste inchangée. Le liquide formé subit des pertes de charge plus ou moins importantes avant de quitter le condenseur, mais sa température de sortie ne varie pas notablement : le point 4 se trouve sur une isobare légè-

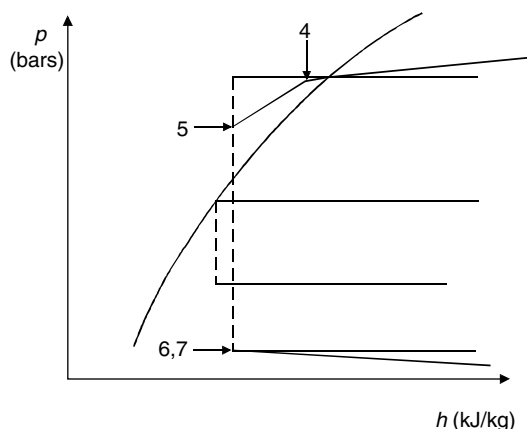


Figure 4.17 – Cycle réel avec chute de pression et refroidissement du fluide frigorigène dans la tuyauterie liquide.

rement inférieure, mais sur la même isotherme que précédemment.

Dans la conduite de liquide, la pression diminue, et, de ce fait, le sous-refroidissement du liquide avant la détente diminue (figure 4.17). On remarque, sur les figures 4.16 et 4.17, que le détendeur fonctionne sous un écart de pression plus faible que le compresseur (à cause des pertes de charge) ; de plus, le liquide voit son sous-refroidissement augmenter entre le condenseur et le détendeur (c'est le cas pour toutes les installations avec condenseur à air, car la température du fluide frigorigène dans la ligne liquide est supérieure à la température ambiante). Cependant, dans des conditions opératoires différentes, il peut au contraire arriver que le liquide soit échauffé entre le condenseur et le détendeur (cas d'un condenseur refroidi par eau, avec une température ambiante élevée), ou bien que la pression augmente (utilisation d'une pompe).

□ Échauffement du liquide entre le condenseur et le détendeur

Condenseur à eau, température ambiante élevée : considérons une installation avec un condenseur à eau perdue au régime 12/20 °C. On peut adopter une température de condensation de 26 °C, et un sous-refroidissement de 3 °C en sortie du condenseur. En été, lorsque la

température ambiante dépassera 23 °C, le liquide frigorigène sera échauffé et non refroidi dans la tuyauterie liquide.

□ Erreur d'implantation d'une conduite liquide extérieure

Lorsque le groupe de condensation est situé à l'extérieur d'un bâtiment, il faut choisir le tracé de la conduite liquide en prenant soin, entre autres, qu'elle ne soit pas exposée au rayonnement solaire. Dans le cas contraire, l'échauffement qui en résulterait peut atteindre quelques degrés, et annuler totalement le sous-refroidissement que l'on a créé en sortie condenseur.

La figure 4.18 représente le cas d'un échauffement sans perte de charge dans la tuyauterie liquide.

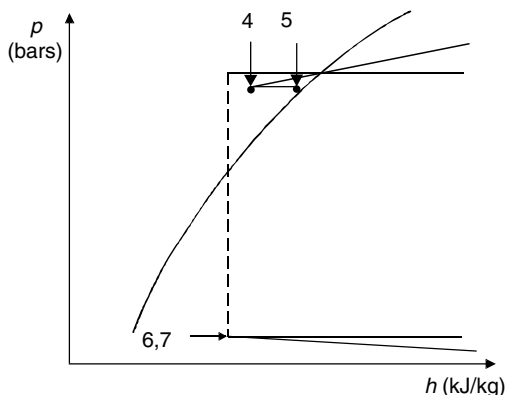


Figure 4.18 – Échauffement sans chute de pression du fluide frigorigène dans la tuyauterie liquide.

□ Augmentation de la pression : utilisation d'une pompe

Lorsque le concepteur prévoit de fortes chutes de pression dans la conduite liquide (grandes distances ou fort dénivelé entre le groupe de condensation et les évaporateurs situés aux étages supérieurs d'un bâtiment), il peut être amené à implanter une pompe, par exemple à la sortie du condenseur. L'augmentation de la pression entre l'aspiration et le refoulement de la pompe permet d'accroître le sous-refroidissement.

■ Bilans d'énergie

L'écriture rigoureuse des bilans d'énergie d'une machine frigorifique réelle est plus complexe que dans le cas de la machine idéale. C'est pourquoi il est préférable de commencer par l'analyse de chaque composant.

□ Bilan sur chaque composant

Bilan d'énergie à l'évaporateur

Soit $\dot{Q}_0$ la puissance thermique prélevée dans le milieu à refroidir. Pour un régime stationnaire, en négligeant les variations d'énergie cinétique et potentielle, ainsi que les pertes thermiques vers l'ambiance, le bilan d'énergie s'écrit :

$$0 = \dot{Q}_0 + \dot{m}(h_7 - h_8) \quad (4.44)$$

Contrairement au cas de la machine idéale, la canalisation d'aspiration n'est pas adiabatique, et les vapeurs y subissent une chute de pression : en toute rigueur, les points 1 et 8 ne sont plus confondus.

Bilan d'énergie au compresseur

Dans le cas du compresseur réel, le bilan d'énergie demande une analyse un peu plus détaillée, selon que l'on s'intéresse au compresseur lui-même, ou bien en particulier au fluide frigorigène.

Système étudié : compresseur frigorifique + fluide frigorigène. Le compresseur reçoit sur son arbre une puissance mécanique $\dot{W}$. Par ailleurs, le débit massique de fluide frigorigène entre avec les caractéristiques du point 1, et sort avec celles du point 2. Enfin, le système échange globalement une puissance thermique $\dot{Q}_a$ avec l'ambiance. (Le plus souvent, il s'agit d'une perte thermique vers l'ambiance.)

Les variations d'énergie cinétique et potentielle sont encore très faibles devant les variations d'enthalpie. En régime stationnaire, le bilan d'énergie sur le compresseur considéré comme un système thermodynamique ouvert, s'écrit :

$$0 = \dot{W} + \dot{Q}_a + \dot{m}(h_1 - h_2) \quad (4.45)$$

Système étudié : fluide frigorigène traité dans le compresseur.

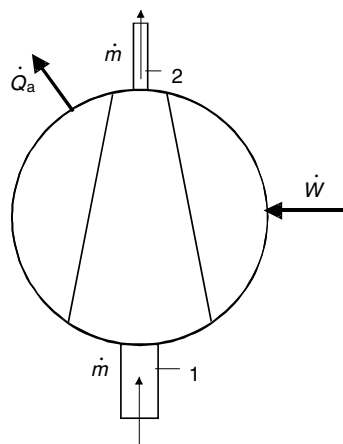


Figure 4.19 – Flux de masse et d'énergie à travers un compresseur réel.

Dans ce cas, le système thermodynamique considéré est le volume déformable constitué par le fluide frigorigène circulant dans le compresseur. Ce système reçoit une puissance mécanique $\dot{W}_p$ de la part du compresseur. Cette puissance mécanique diffère de la puissance fournie sur l'arbre (elle est inférieure) : $\dot{W}_p < \dot{W}$. Par ailleurs, il échange la puissance thermique $\dot{Q}_{fl}$ par convection avec les parois du compresseur. Le bilan prend donc la même forme que le précédent, mais les puissances mécaniques et thermiques mises en jeu diffèrent :

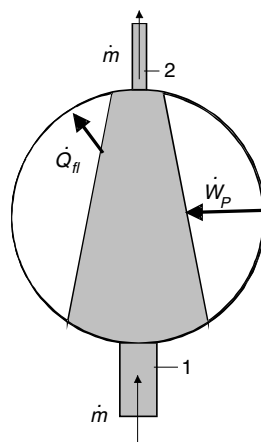


Figure 4.20 – Échanges d'énergie du fluide frigorigène avec son environnement au sein d'un compresseur réel.

$$0 = \dot{W}_P + \dot{Q}_{fl} + \dot{m}(h_1 - h_2) \quad (4.46)$$

La combinaison des deux équations précédentes revient à écrire :

$$\dot{W} + \dot{Q}_a = \dot{W}_P + \dot{Q}_{fl} \quad (4.47)$$

Par ailleurs, la compression du fluide frigorigène n'étant plus isentropique, le point 2 ne correspond donc plus au point 2_{is} .

Bilan d'énergie au condenseur

Les variations d'énergie potentielle et cinétique étant le plus souvent négligeables, on trouve de la même façon que pour l'évaporateur (en négligeant les pertes thermiques vers l'ambiance) :

$$0 = \dot{Q}_c + \dot{m}(h_3 - h_4)$$

Les points 2 et 3 ne sont pas nécessairement confondus.

Bilan d'énergie au détendeur

La détente du fluide frigorigène s'effectue sans échange de chaleur, et sans récupération du travail ; par conséquent, $\dot{Q} = 0$ et $\dot{W} = 0$. En régime permanent, les variations d'énergie cinétique et potentielle restant négligeables, le premier principe s'écrit à nouveau : $0 = \dot{m}(h_5 - h_6)$, soit plus simplement : $h_5 = h_6$.

Remarque

Le fluide frigorigène pénètre dans le détendeur à l'état de liquide ; il sort sous forme d'un mélange liquide-vapeur ; on peut calculer le titre en vapeur du mélange au point 6 :

$$x_v = \frac{h_5 - h_{\text{sat},L}(\theta_0)}{h_{\text{sat},v}(\theta_0) - h_{\text{sat},L}(\theta_0)} = \frac{h_5 - h_{\text{sat},L}(\theta_0)}{L_v(\theta_0)}$$

On constate que le mélange introduit dans l'évaporateur est d'autant plus riche en vapeur que :

- le taux de compression est élevé ;
- le sous-refroidissement du liquide avant détente est faible (pour p_0 et p_c constantes).

Les *canalisations* permettent d'acheminer le fluide frigorigène d'un composant à l'autre du circuit frigorifique. En principe, ce dernier ne doit y subir aucun changement d'état. L'analyse de l'évolution du fluide frigorigène est en général schématisée en une évolution de

la pression (provoquée par les pertes de charge dues à l'écoulement d'une part, et au dénivelé dans le cas des canalisations ascendantes), et une modification de la température due aux échanges thermiques avec l'extérieur. Si l'entrée et la sortie sont symbolisées respectivement par les indices e et s , on peut écrire, d'après le premier principe de la thermodynamique :

$$p_s - p_e + \Delta p_{fr} + \rho g(z_s - z_e) = 0 \quad (4.48)$$

$$\dot{Q} + \dot{m}(h_e - h_s) = 0$$

La masse volumique des vapeurs est assez faible ; les variations de pression dues au dénivelé des conduites de vapeur sont donc le plus souvent négligeables. Mais ce n'est pas le cas pour la conduite liquide ; c'est pourquoi il est nécessaire d'être très prudent dans le cas des conduites ascendantes verticales : la diminution de pression peut être telle que le liquide à l'entrée du détendeur n'est plus sous-refroidi, ce qui provoque un mauvais fonctionnement de la machine frigorifique.

Bilan global

Système étudié : fluide frigorigène contenu dans la machine frigorifique. Au cours d'un cycle de fonctionnement, le fluide frigorigène :

- reçoit la quantité de chaleur Q_0 de la part du milieu à refroidir ;
- reçoit la quantité de chaleur Q_{asp} dans la canalisation d'aspiration ;
- reçoit l'énergie mécanique W_p de la part du compresseur et échange une quantité de chaleur Q_{fl} avec ce dernier ;
- rejette une quantité de chaleur Q_{ref} dans la canalisation de refoulement ;
- rejette la quantité de chaleur Q_c dans le milieu de refroidissement du condenseur ;
- échange une quantité de chaleur Q_{liq} avec l'ambiance dans la ligne liquide.

Le premier principe de la thermodynamique permet donc d'écrire le bilan d'énergie sur le fluide frigorigène, pour un cycle de fonctionnement (en négligeant les pertes thermiques vers l'ambiance pour les deux échangeurs) :

$$Q_0 + Q_c + W_p + Q_{fl} + Q_{asp} + Q_{ref} + Q_{liq} = 0 \quad (4.49)$$

avec $Q_0 > 0$; $W_p > 0$; $Q_c < 0$; $Q_{asp} > 0$; $Q_{ref} < 0$. Q_{fl} est en général positif ; Q_{liq} est le plus souvent négatif, mais peut être positif si la température de condensation est inférieure à la température ambiante (cas des machines bi-étagées et des cascades).

Système étudié : machine frigorifique. Si l'on s'intéresse à la machine frigorifique dans son ensemble, les limites du système frigorifique sont repoussées jusqu'à l'arbre du compresseur. Ce dernier reçoit sur son arbre une énergie mécanique W supérieure à W_p . Le bilan s'écrit alors :

$$Q_0 + Q_c + W + Q_a + Q_{asp} + Q_{ref} + Q_{liq} = 0 \quad (4.50)$$

Ces deux dernières expressions montrent que l'écriture du bilan sous sa forme classique : $Q_0 + Q_c + W = 0$ revient à négliger les échanges thermiques avec l'ambiance dans les canalisations et au niveau du compresseur. L'erreur commise peut être forte si ces derniers sont importants (mise en œuvre d'un sous-refroidissement accentué, ou utilisation de désurchauffeurs, par exemple). Néanmoins on obtient à nouveau (équation 4.47) :

$$W_p + Q_{fl} = W + Q_a$$

4.3 Cycle à compression isotherme avec échangeur liquide-vapeur

Le cycle de référence à compression mécanique de vapeur est le cycle à compression adiabatique présenté plus haut. Néanmoins, force est de reconnaître que, dans de nombreux cas, le compresseur est refroidi (notamment par l'intermédiaire du lubrifiant). Dans ces conditions, il est utile d'évaluer quelles seraient les performances d'un compresseur parfaitement refroidi. Cette approche a déjà été utilisée dans le chapitre 2 à propos des cycles trans-critiques (essentiellement pour le cycle trans-critique au dioxyde de carbone) et pour le nouveau cycle

de Carnot. Ici, une démarche identique va être poursuivie dans le cas limite d'un cycle sous-critique à compression isotherme avec échangeur liquide-vapeur.

Le cycle considéré comprend donc (figures 4.21 et 4.22) :

- une compression isotherme supposée réversible (1-2) ;
- une condensation (2-3) isotherme à une température égale à la température de la compression ;
- un sous-refroidissement du liquide sortant du condenseur (3-4) dans l'échangeur liquide-vapeur (obtenu par échange avec les vapeurs aspirées) ;
- une détente (4-5) dans une vanne de laminage ;
- une évaporation (5-6) dans l'évaporateur ;
- une surchauffe des vapeurs (6-1) dans l'échangeur liquide-vapeur [obtenue par le sous-refroidissement (3-4)].

Comme dans le cas du cycle trans-critique, il est important de noter que dans un cycle idéal, les différences d'enthalpie (6-1) et (3-4) au travers de l'échangeur interne sont égales en valeur absolue car le débit massique est le même. Supposant que le fluide frigorigène est un corps pur, la condensation et l'évaporation s'effectuent à températures constantes et supposant que l'échangeur liquide-vapeur est idéal, la seule irréversibilité du cycle provient de la détente au travers de la vanne de laminage. On réalise ici que l'on a, de ce fait, éliminé l'irréversibilité associée à la désurchauffe des vapeurs dans le condenseur. Supposant l'échangeur liquide-vapeur idéal (température T_1 de sortie de la vapeur égale à la température d'entrée T_3 du liquide), le cycle est représenté figure 4.22. Sur cette figure, est également porté le cycle à compression adiabatique et réversible de vapeur avec le même échangeur liquide-vapeur idéal ; on obtient simplement le point 2' en lieu et place du point 2. Il est bon de noter que les points 1, 2 et 3 se trouvent sur une isotherme alors que les points 2', 2, 3 et 4 se trouvent sur une isobare et que $h_3 - h_4 = h_1 - h_6$ (échange d'énergie au sein de l'échangeur liquide-vapeur). Les états des différents points pour un cycle au R-134a sont indiqués dans le tableau 4.6.

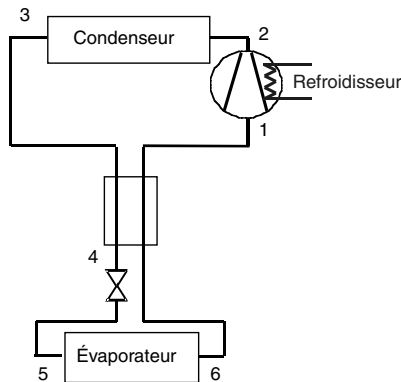


Figure 4.21 – Schéma de principe du cycle R-134a à compression isotherme réversible.

On note que l'on a bien $h_1 - h_6 = h_3 - h_4 = 43,2 \text{ kJ/kg}$. Pour la compression isotherme, l'énergie massique reçue par le fluide pendant la compression est égale à :

$$w^{\text{iso}} = h_2 - T_{\text{ref}} s_2 - (h_1 - T_{\text{ref}} s_1) = 37,65 \text{ kJ/kg}$$

et, pour la compression adiabatique, elle est égale à :

$$w^{\text{ad}} = h_{2'} - h_1 = 42,2 \text{ kJ/kg}$$

La production frigorifique massique est la même dans les deux cas :

$$q_0 = h_6 - h_5 = 179,4 \text{ kJ/kg}$$

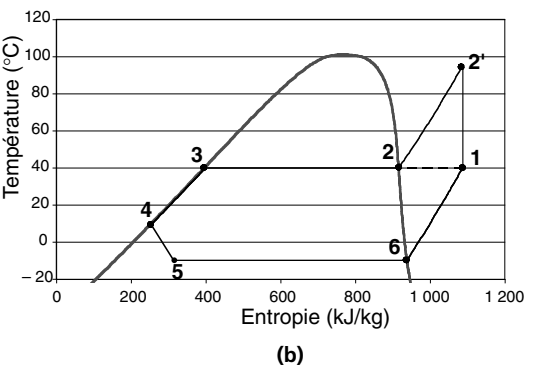
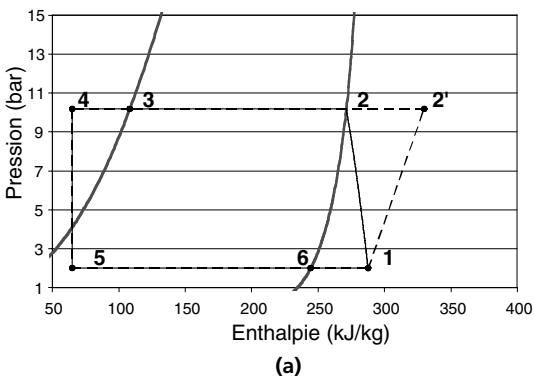


Figure 4.22 – Diagrammes des cycles R-134a à compressions isotherme et adiabatique réversibles : (a) diagramme enthalpique (Log P, h) ; (b) diagramme entropique (T, s).

Tableau 4.6 – Coordonnées des deux cycles sous-critiques, avec échangeur interne, au R-134a : à compression isotherme (1-2-3-4-5-6-1) et à compression adiabatique (1-2'-2-3-4-5-6-1).

Points	T (°C)	P (bar)	H (kJ/kg)	S (J/(kg.K))
1	40	2,007	287,7	1088
2	40	10,17	271,3	915
2'	95,2	10,17	329,9	1088
3	40	10,17	108,3	395
4	9,66	10,17	65,1	250
5	-10	2,007	65,1	256
6	-10	2,007	244,5	938

A

PRODUCTION DU FROID

et les deux COP du cycle sont respectivement les rapports entre la production frigorifique massique et l'énergie massique reçue par le fluide frigorigène pendant la compression. On obtient :

$$\text{COP}^{\text{iso}} = 4,765 \quad \text{et} \quad \text{COP}^{\text{ad}} = 4,25$$

Le COP de Carnot étant égal à 5,26, le rendement de Carnot dans le cas adiabatique est égal à 0,8 mais il atteint 0,9 dans le cas isotherme, ce qui est tout à fait remarquable.

On constate que le COP dans le cas de la compression isotherme est supérieur au COP dans le cas de la compression adiabatique ; le gain est de 12 %. À noter que dans ce cas précis, le COP du cycle à compression adiabatique sans échangeur interne ne serait que de 4,03. Le gain du cycle à compression isotherme avec échangeur interne est donc important (+ 18 %) par rapport au cycle à compression adiabatique sans échangeur interne.

Dans la réalité d'un compresseur refroidi mais à compression non isotherme, le refroidissement se traduira par un gain par rapport à la compression adiabatique et ce gain sera d'autant plus important que le refroidissement sera efficace, la limite du gain par refroidissement est celui correspondant à la compression isotherme. Une étude comparable et pour les mêmes conditions opératoires sur le R-717 conduit à des conclusions voisines mais légèrement différentes. Le COP du cycle avec compression isotherme et échangeur interne ($\text{COP}^{\text{iso}} = 4,935$) est encore plus élevé (correspondant à un rendement de Carnot de 0,94) mais le cycle à compression adiabatique sans échangeur interne (4,29) est maintenant plus élevé que celui du cycle à compression adiabatique avec échangeur interne (3,90). Dans le cas du R-717, l'échangeur interne n'est pas intéressant pour le compresseur adiabatique. Mais, le refroidissement du compresseur est toujours intéressant et ce point du refroidissement du compresseur est un élément important à ne pas négliger dans la conception d'une installation. Comme il sera mentionné plus loin, il existe plusieurs moyens de refroidir le compresseur : au travers de la lubrification, en refroidissant la culasse par un circuit d'eau de refroidissement ou encore en utilisant des ventilateurs.

4.4 Conclusions

Le cycle à compression mécanique de vapeur de référence représente le modèle thermodynamique le plus simple des cycles utilisés en production de froid industriel et commercial. Son COP est évidemment inférieur à celui d'un cycle de Carnot, mais il représente la limite supérieure envisageable avec cette technique.

Les écarts constatés en pratique viennent :

- *des débits finis de fluides calo ou frigoporteurs* : plus ils sont faibles, plus les températures de condensation et d'évaporation seront éloignées de celles du cycle idéal (les échangeurs étant fixés) ;
- *des échangeurs de chaleur utilisés* ; plus leur surface est faible, plus les pincements sont élevés, avec les mêmes conséquences que précédemment ;
- *des chutes de pression* dues à l'écoulement dans les canalisations ; en général, un dimensionnement correct permet de limiter ces pertes de charge à des valeurs acceptables ;
- *des échanges de chaleur dans les conduites* ; dans la canalisation d'aspiration, ils provoquent une augmentation de la surchauffe des vapeurs avant l'aspiration du compresseur, ce qui est préjudiciable au COP. De plus, une surchauffe trop importante peut être néfaste pour le bon fonctionnement du compresseur.
- *du fonctionnement réel du compresseur*.

Pour les quatre premiers points, on sait techniquement maîtriser les évolutions du fluide frigorigène ; on sait aussi calculer ou évaluer avec une précision satisfaisante l'état du fluide à l'entrée et à la sortie de chaque composant. Par conséquent, on sait chiffrer les transferts d'énergie correspondants.

Le compresseur frigorifique réel est une cause importante de la diminution des performances par rapport au cycle de référence. Par ailleurs, son fonctionnement, ainsi que les évolutions suivies par le fluide frigorigène, sont un peu plus complexes à analyser. Ce sont les raisons pour lesquelles une étude détaillée de ce composant particulier est nécessaire. Cette étude fera l'objet du chapitre suivant.

Dans le chapitre précédent, l'analyse d'un cycle réel de production de froid par compression mécanique de vapeur a permis de montrer qu'il était possible de décrire quantitativement les évolutions du fluide frigorigène et les échanges d'énergie par bilan dans tous les composants, sauf le compresseur. Ce dernier est en effet le siège de phénomènes complexes et plus difficiles à étudier expérimentalement. C'est la raison pour laquelle on a éprouvé le besoin de scinder l'étude des compresseurs en plusieurs étapes : on s'intéresse donc d'abord à un modèle parfait, qui obéit aux hypothèses les plus simplificatrices tout en restant le plus proche possible de la réalité, et pour lequel les bilans d'énergie seront faciles à établir et à interpréter. Les performances d'un compresseur réel peuvent alors être exprimées en termes de rendements, par comparaison avec la compression du cycle de référence, donc avec ce compresseur parfait.

Le compresseur à pistons est certainement l'un des types de compresseurs mécaniques les plus anciens ; bien qu'il soit de plus en plus concurrencé par les autres techniques (spiro-orbital pour les moyennes puissances en climatisation ou froid négatif, vis pour les moyennes et fortes puissances en climatisation et froid industriel, centrifuges pour les fortes puissances de climatisation), il reste, en nombre d'exemplaires, le plus utilisé à l'heure actuelle au niveau mondial.

5.1 Principe de fonctionnement

Un compresseur à pistons comprend plusieurs cylindres (C) dans chacun desquels peut se

déplacer un piston (P). Le mouvement des pistons est provoqué par la rotation d'un vilebrequin (V), par l'intermédiaire de bielles (B). Il s'agit de la transformation d'un mouvement rotatif en mouvement linéaire alternatif. Le piston se déplace à vitesse variable le long de sa course, délimitée par les points morts haut et bas, pour lesquels sa vitesse est nulle. C'est ce déplacement, combiné à l'ouverture et à la fermeture des clapets d'aspiration (CA) et de refoulement (CR) qui permet d'aspirer et de comprimer les vapeurs de frigorigène. L'ensemble de tous ces constituants est logé dans un carter (C), qui peut ou non comprendre en outre le moteur électrique d'entraînement. La figure 5.1 représente la décomposition schématisée des phases de fonctionnement d'un compresseur à pistons.

Les points 1 et 2 représentent respectivement les vannes d'aspiration et de refoulement, qui sont les frontières du compresseur dans le circuit frigorifique. TA et TR sont les tubulures d'aspiration et de refoulement, internes au compresseur, situées entre chaque vanne et les clapets correspondants.

Lorsque le piston descend du point mort haut vers le point mort bas, le clapet d'aspiration est ouvert, celui de refoulement est fermé : le volume dans le cylindre augmente, et les vapeurs formées dans l'évaporateur pénètrent dans le cylindre après avoir traversé la vanne, la tubulure et le clapet d'aspiration (la tubulure est la canalisation interne au compresseur, entre la vanne et le clapet).

Lorsque le piston a atteint le point mort bas, sa vitesse s'annule, et il inverse sa course pour revenir vers le point mort haut. Le clapet d'aspiration se ferme. Le cylindre constitue un

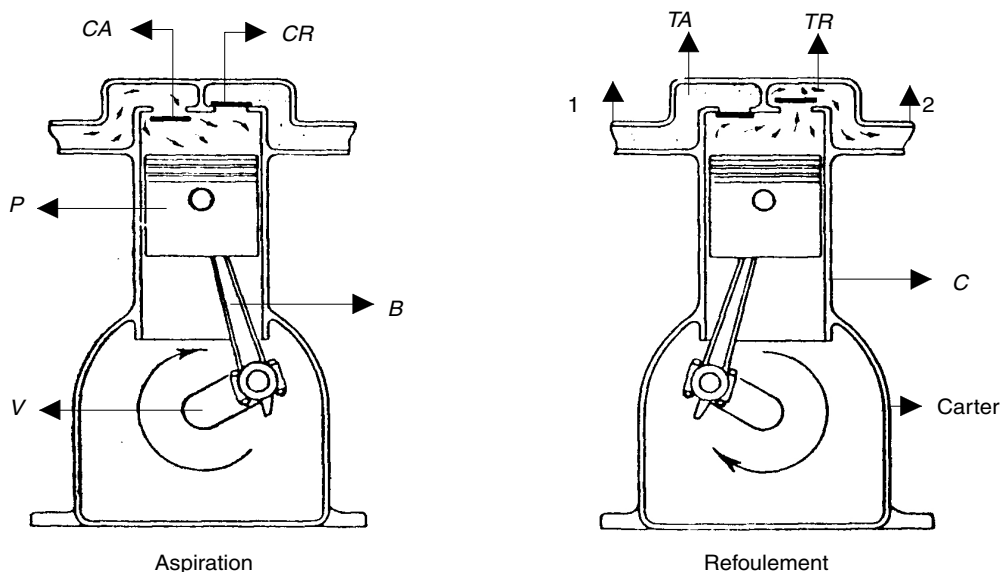


Figure 5.1 – Représentation du fonctionnement d'un piston dans un compresseur.

espace fermé, dont le volume diminue : la pression des vapeurs qui y sont contenues s'élève. Lorsqu'elle atteint une certaine valeur, le clapet de refoulement s'ouvre, et les vapeurs sont rejetées dans la canalisation de refoulement. Ce transfert s'effectue pendant tout le reste de la course du piston, jusqu'au point mort haut, où la vitesse du piston s'annule à nouveau : le clapet de refoulement se ferme. Le piston continuant son recul, le clapet d'aspiration s'ouvre : le cycle de fonctionnement peut recommencer.

5.2 Compresseur à pistons parfait sans volume mort

Un tel compresseur obéit aux hypothèses suivantes :

- fonctionnement adiabatique et réversible, donc isentropique ;
- aucun jeu fonctionnel ;
- clapets étanches et sans inertie ; pas de fuites internes.
- la présence de lubrifiant n'a aucune incidence sur le fonctionnement du compresseur.

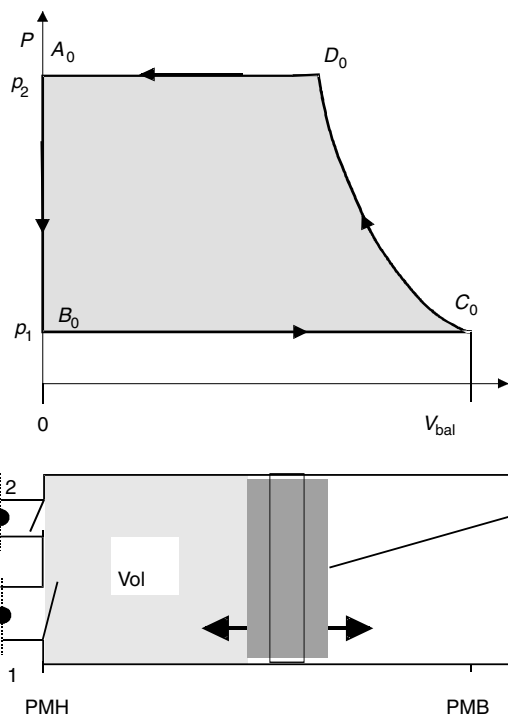


Figure 5.2 – Diagramme indicateur.

Le fonctionnement d'un cylindre du compresseur parfait peut alors être décrit dans le diagramme indicateur (P, V_{cyl}) de la figure 5.2.

Le système thermodynamique étudié est le système ouvert délimité par le compresseur frigorifique, dont les « frontières » sont :

- la *vanne d'aspiration* ; l'état des vapeurs introduites dans le système est représenté par le point 1. En pratique, après cette vanne, on ne mesure plus la température ni la pression des vapeurs dans le compresseur ;
- la *vanne de refoulement* ; l'état des vapeurs à la sortie de cette vanne est représenté par le point 2. En pratique, c'est le premier endroit « après » le compresseur où l'on peut mesurer facilement la température et la pression des vapeurs ;
- la paroi extérieure du carter du compresseur ;
- l'arbre du compresseur.

5.2.1 Description du diagramme indicateur

Point A_0 . Le piston est au point mort haut (PMH sur la figure 5.3) ; sa vitesse est nulle. Les clapets d'aspiration et de refoulement sont fermés : le cylindre est isolé du reste du circuit frigorifique, la pression qui y règne est p_2 et le volume qu'il forme avec le piston est nul ($V = 0$). Il n'y a donc pas de vapeurs contenues dans le cylindre.

A_0-B_0 : course de détente. Le piston commence à reculer vers le point mort bas PMB, provoquant une chute instantanée de la pression (*détente dans le vide*). Pour un déplacement infiniment faible, la pression dans le cylindre

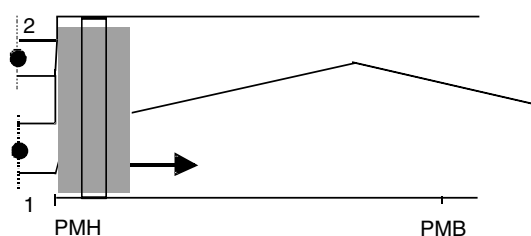


Figure 5.3 – Piston au point mort haut.

atteint la valeur p_1 . Le clapet d'aspiration n'a pas d'inertie : il s'ouvre instantanément, et les vapeurs peuvent pénétrer dans le cylindre. En B_0 , fin de la course de détente, la pression dans le cylindre est p_1 , et le volume est encore nul. La position du piston est encore représentée par la figure 5.3.

B_0-C_0 : course d'aspiration (figure 5.4). Le piston continue son recul vers le point mort bas PMB : le volume augmente, et les vapeurs formées dans l'évaporateur pénètrent dans le cylindre après avoir traversé la vanne, la tubulure et le clapet d'aspiration. D'après les hypothèses, il n'y a pas de pertes de charge : la pression reste donc égale à p_1 . De même, il n'y a pas d'échange de chaleur : la température des vapeurs et du cylindre est donc T_1 .

En C_0 , le piston atteint le point mort bas : sa vitesse s'annule, il n'y a plus d'introduction de vapeurs. Ces dernières occupent un volume égal au volume balayé par le piston pendant sa course d'aspiration, c'est-à-dire pendant tout le déplacement entre le point mort haut et le point mort bas. La masse aspirée est donc

$$m_{\text{cyl}} = \frac{V_{\text{bal}}}{v'_1}.$$

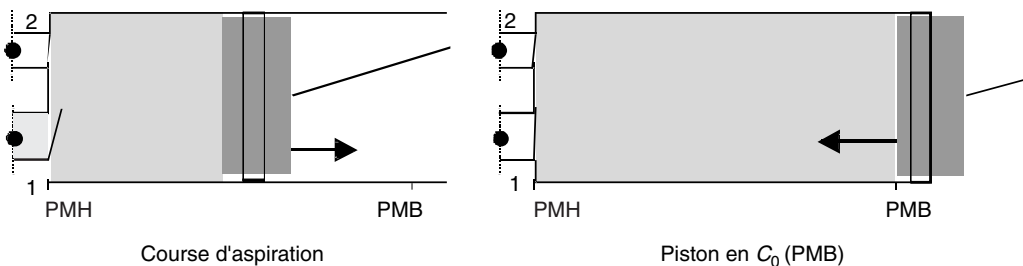


Figure 5.4 – Course d'aspiration. Piston en C_0 .

C_0 - D_0 : course de compression (figure 5.5). La course du piston s'inverse ; le volume commence à diminuer et la pression dans le cylindre augmente. Le clapet d'aspiration se ferme alors instantanément. Le piston continue sa course vers le point mort haut, et la masse de vapeur emprisonnée dans le cylindre est comprimée par réduction du volume dans lequel elle est contenue. D'après l'hypothèse 1, cette compression est isentropique. Lorsque la pression des vapeurs atteint p_2 , le clapet de refoulement s'ouvre instantanément. Le volume occupé par la masse m_{cyl} de vapeurs en D_0 (fin de course de compression) est $V_{D_0} = m_{\text{cyl}} \cdot v'_2$. Dans le cas d'un gaz parfait, on aurait :

$$V_{D_0} = V_{\text{bal}} \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{-1/\gamma}$$

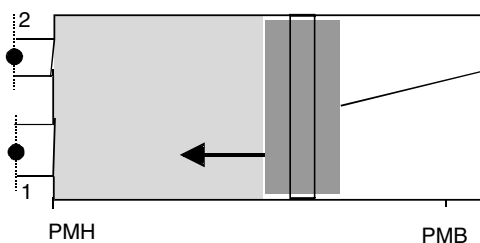


Figure 5.5 – Course de compression.

D_0 - A_0 : course de refoulement (figure 5.6). Le piston continue sa course vers le point mort haut, avec le clapet de refoulement ouvert. Les vapeurs sont alors refoulées *via* ce clapet, puis la tubulure et la vanne de refoulement, vers la partie HP du circuit frigorifique. Ce refoulement se fait sans chute de pression ni échange de chaleur : les vapeurs sont donc dans les conditions

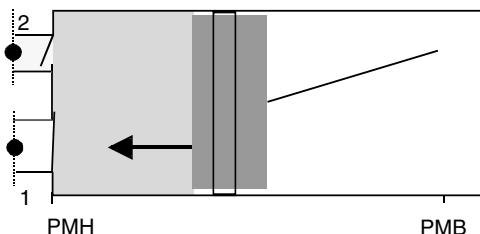


Figure 5.6 – Course de refoulement.

(p_2 , T_2) que l'on peut mesurer en 2, sur la vanne d'aspiration.

Coordonnées des points caractéristiques du diagramme indicateur : le compresseur est adiabatique, et l'écoulement des vapeurs s'y réalise sans chute de pression. Par conséquent, la température des vapeurs et du cylindre pendant toute la phase d'aspiration est nécessairement T_1 , et la pression p_1 .

De même, la pression pendant toute la phase de refoulement est égale à p_2 . La compression des vapeurs, à partir du point C_0 , est isentropique. La température des vapeurs et du cylindre en fin de compression et pendant la phase de refoulement est $T_2 = T_{2is}$. Dans le cas d'un gaz parfait, on aurait :

$$T_{2is} = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

Pour un gaz réel, T_{2is} est lue sur un diagramme ou sur des tables thermodynamiques (intersection de l'isobare $p = p_2$ et de l'isentrope $s = s_1$).

Le tableau 5.1 récapitule les coordonnées thermodynamiques des points caractéristiques du diagramme indicateur d'un compresseur parfait sans espace mort. Les températures notées ci-après sont celles des vapeurs. Les valeurs de volume sont celles délimitées par le cylindre et le piston ; la dernière ligne du tableau indique les masses de vapeurs présentes dans le cylindre.

Tableau 5.1 – Coordonnées thermodynamiques des points caractéristiques du diagramme (P , V) d'un compresseur parfait sans espace mort.

	A_0	B_0	C_0	D_0
p	p_2	p_1	p_1	p_2
T	T_{2is}	T_1	T_1	T_{2is}
V	$V = 0$	$V \sim 0$	V_{bal}	$V_{\text{bal}} (v'_2 / v'_1)$
m	0	0	V_{bal} / v'_1	V_{bal} / v'_1

Remarques

Pendant les phases d'aspiration et de refoulement, les vapeurs sont simplement transvasées à pression et température constantes : elles ne subissent aucune transformation thermodynamique.

La masse de vapeurs contenues dans le cylindre n'est constante que pendant la détente (elle est alors nulle) et la compression.

Attention, le diagramme indicateur permet de connaître la pression des vapeurs, et le volume de la capacité délimitée par le cylindre et le piston. On ne sait caractériser l'état intensif du frigorigène (donc placer son point représentatif sur un diagramme enthalpique) que si l'on connaît, par mesure ou par calcul, une seconde variable intensive (la température).

5.2.2 Définitions et commentaires

Le diagramme indicateur se rapporte au cycle de fonctionnement du système ouvert échangeant du gaz avec un réservoir BP et un réservoir HP. L'évolution du fluide frigorigène entre l'aspiration et le refoulement peut être simplement décrite par ce système ouvert : les vapeurs admises dans le compresseur entre B_0 et C_0 le quittent pendant la course de refoulement, et ne sont donc pas ramenées à leur état initial.

Considérons un cylindre. L'axe des abscisses représente le volume délimité par le cylindre et le piston. Le piston n'ayant en général qu'un effet, lorsqu'il se déplace entre le point mort haut et le point mort bas, il balaye un volume égal à $V_{\text{bal}} = \frac{\pi d^2}{4} c$, où d est l'alésage (diamètre) du cylindre et c , la course du piston. Ce volume est égal au volume ($V_{C_0} - V_{B_0}$) de vapeurs aspirées à (p_1, T_1) . On déduit la masse des vapeurs aspirées dans le cylindre :

$$m_{\text{cyl}} = \frac{V_{\text{bal}}}{v''_1}$$

Le cylindre n'est en communication avec la partie BP du circuit que pendant la phase d'aspiration, et avec la partie HP pendant la phase de refoulement. Pendant les phases de détente et de compression, il est même complètement isolé du reste de la machine frigorifique. Par conséquent, l'écoulement des vapeurs de frigorigène est pulsé, et non stationnaire. D'autre part, un compresseur

peut être muni de plusieurs cylindres. On définit alors les débits moyens suivants :

Débit volumique balayé :

$$\dot{V}_{\text{bal}} = nN \frac{\pi d^2}{4} c \quad (5.1)$$

où n est le nombre de cylindres et N est la vitesse de rotation du vilebrequin du compresseur (en tr/s).

Débit volumique de vapeurs aspirées : dans le cas du compresseur parfait sans espace mort, il est égal au débit volumique balayé.

Débit massique de vapeurs aspirées :

$$\dot{m}_{\text{th}} = nN m_{\text{cyl}} = \frac{\dot{V}_{\text{asp}}}{v'_1} \quad (5.2)$$

Remarques

Si les pistons du compresseur ont plusieurs effets, le volume balayé par cylindre s'écrit :

$$V_{\text{bal}} = \frac{\pi d^2}{4} c e$$

où e est le nombre d'effets. Les relations (5.1) et (5.2) restent valables, en tenant compte du nombre d'effets e .

5.3 Compresseur à pistons parfait avec espace mort

Un tel compresseur obéit aux hypothèses précédentes, sauf une : on prend maintenant en compte le jeu fonctionnel nécessaire, dans la

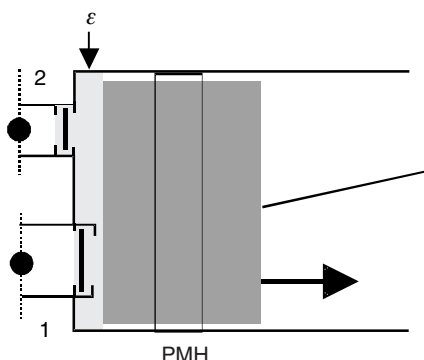


Figure 5.7 – Cylindrée avec espace mort.

pratique, pour permettre le fonctionnement des clapets. Par conséquent, il existe une distance non nulle entre le fond du cylindre et le piston lorsque ce dernier est au point mort haut, comme le montre la figure 5.7. On appelle *espace mort* ε le volume engendré par ce jeu.

5.3.1 Description du diagramme indicateur

Puisque le volume dans le cylindre n'est plus nul en fin de la course de refoulement, il reste une masse m_ε de vapeur dans le compresseur avant la détente : il ne s'agit plus d'une détente instantanée dans le vide. D'après les hypothèses de réversibilité et d'adiabaticité, la détente due au recul du piston est isentropique. Puisque la pression dans le cylindre ne chute plus de p_2 à p_1 pour un déplacement quasi nul du piston, on observe une course de détente à partir du point mort haut : la course d'aspiration s'en trouve diminuée.

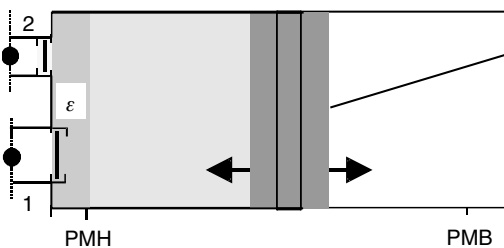
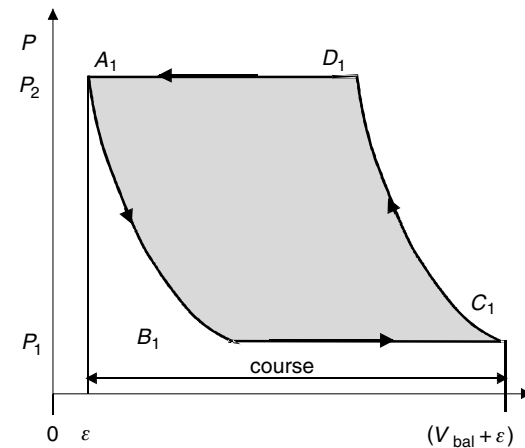


Figure 5.8 – Diagramme indicateur d'un compresseur parfait avec espace mort.

Dans le diagramme indicateur (figure 5.8), l'origine des volumes reste le fond du cylindre. Le point mort haut de la course du piston correspond donc au volume mort ε ; au point mort bas, le volume occupé par les vapeurs n'est plus V_{bal} , mais $(V_{\text{bal}} + \varepsilon)$.

A₁ : le piston termine sa course de refoulement et arrive au point mort haut ; sa vitesse s'annule. Les clapets d'aspiration et de refoulement sont fermés. Le cylindre est isolé du reste du circuit frigorifique, et le volume qu'il forme avec le piston est ε ; *il renferme donc une masse m_ε de vapeurs*. Le compresseur étant adiabatique et réversible, la pression en A₁ est p_2 , et la température des vapeurs, T_2 . On déduit facilement : $m_\varepsilon = \varepsilon / \nu_2'$.

A₁-B₁ : course de détente. Dès que le piston commence à reculer vers le point mort bas, le volume du cylindre augmente et la pression dans le cylindre diminue. Le compresseur est isolé du reste du circuit, et *la masse m_ε de vapeurs emprisonnées subit une détente isentropique* jusqu'à ce que la pression dans le cylindre ait atteint la valeur p_1 . Le clapet d'aspiration s'ouvre alors instantanément, et les vapeurs peuvent pénétrer dans le cylindre, à pression et température constantes.

En B₁, fin de la course de détente, la pression dans le cylindre est p_1 , la température est déduite des coordonnées thermodynamiques du point A₁ (début de la détente isentropique). Le volume occupé par les vapeurs dans le cylindre est alors $V_{B_1} = m_\varepsilon \cdot \nu_1'' = \varepsilon \frac{\nu_1''}{\nu_2'}$. Pour un gaz parfait, on obtient :

$$V_{B_1} = \varepsilon \tau^{1/\gamma} \quad (5.3)$$

B₁-C₁ : course d'aspiration. Le piston continue son recul vers le point mort bas : le volume augmente, et les vapeurs formées dans l'évaporateur pénètrent dans le cylindre après avoir traversé la vanne, la tubulure et le clapet d'aspiration. D'après les hypothèses, il n'y a pas de pertes de charge : la pression reste donc égale à p_1 . De même, il n'y a pas d'échange de chaleur : la température des vapeurs dans le cylindre est donc T_1 . En C₁, on constate que le volume engendré par le cylindre pendant la course

d'aspiration a diminué ; il est toujours égal au volume de vapeurs aspirées et il est exprimé par la relation suivante :

$$V_{\text{asp}} = V_{\text{bal}} - V_{B_1}$$

En C_1 , le piston atteint le point mort bas : sa vitesse s'annule, le clapet d'aspiration se referme instantanément, il n'y a plus d'introduction de vapeurs. La masse de vapeurs contenues dans le cylindre est égale à la masse de vapeurs aspirées augmentée de la masse m_ε :

$$m_{\text{comp}} = m_\varepsilon + V_{\text{asp}}/\nu'_1$$

C_1 - D_1 : course de compression. Le piston retourne vers le point mort haut ; le volume commence à diminuer et la pression dans le cylindre augmente. Le clapet d'aspiration se ferme alors instantanément. Le piston continue sa course vers le point mort haut, et la masse m_{comp} de vapeur emprisonnée dans le cylindre est comprimée par réduction du volume dans lequel elle est contenue. D'après l'hypothèse 1, cette compression est isentropique. Lorsque la pression des vapeurs atteint p_2 , le clapet de refoulement s'ouvre instantanément.

D_1 - A_1 : course de refoulement. Le piston continue sa course vers le point mort haut, avec le clapet de refoulement ouvert. Les vapeurs sont alors expulsées *via* ce clapet, puis la tubulure et la vanne de refoulement, vers la partie HP du circuit frigorifique. Ce refoulement se fait sans chute de pression ni échange de chaleur : les vapeurs sont donc dans les conditions (p_2, T_2) que l'on peut mesurer en 2, sur la vanne d'aspiration.

Coordonnées des points caractéristiques du diagramme indicateur : l'aspiration et le refoulement constituent un simple transvasement des vapeurs, sans modification de leur état thermodynamique.

La compression et la détente sont isentropiques. Dans le cas d'un gaz parfait, on aurait :

$$T_{2is} = T_1 \left(\frac{p_2}{p_1} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}}$$

Pour un gaz réel, T_{2is} est lue sur un diagramme. Le tableau 5.2 récapitule les coordonnées thermodynamiques des points caractéristiques du diagramme indicateur d'un compresseur par-

Tableau 5.2 – Coordonnées thermodynamiques des points caractéristiques du diagramme (P, V) d'un compresseur parfait avec espace mort.

	A_1	B_1	C_1	D_1
p	p_2	p_1	p_1	p_2
T	T_{2is}	T_1	T_1	T_{2is}
V	ε	$\varepsilon \frac{\nu'_1}{\nu'_2}$	$V_{\text{bal}} + \varepsilon$	$(V_{\text{bal}} + \varepsilon) \cdot \left(\frac{\nu'_2}{\nu'_1} \right)$
m	$m_\varepsilon = \frac{\varepsilon}{\nu'_2}$		$m_{\text{asp}} + m_\varepsilon = \frac{V_{\text{asp}}}{\nu'_1} + \frac{\varepsilon}{\nu'_2}$	

fait avec espace mort. Les températures notées ci-après sont celles des vapeurs, mais aussi des parois du cylindre du compresseur. Les masses indiquées sont celles de la vapeur contenue dans le cylindre.

Remarque

Les masses de vapeurs contenues dans le cylindre pendant la détente et la compression sont respectivement m_ε et $(m_{\text{asp}} + m_\varepsilon)$.

5.3.2 Définitions et commentaires

Considérons un cylindre et une rotation de 360° de l'arbre du compresseur parfait avec espace mort.

Le *volume balayé* par un piston pendant sa course reste égal à :

$$V_{\text{bal}} = \frac{\pi d^2}{4} c e$$

en gardant les mêmes notations que précédemment.

Le *volume de vapeurs aspirées* à (p_1, T_1) est plus faible :

$$V_{\text{asp}} = V_{\text{bal}} + \varepsilon \left(1 - \frac{\nu'_1}{\nu'_2} \right)$$

Pour un gaz parfait cette relation devient :

$$V_{\text{asp}} = V_{\text{bal}} + \varepsilon (1 - \tau^{1/\gamma}) \quad (5.4)$$

On déduit la *masse des vapeurs aspirées* dans le cylindre :

$$m_{\text{asp}} = \frac{V_{\text{asp}}}{\nu'_1} \quad (5.5)$$

Par définition, le *rendement volumétrique* η_ν d'un compresseur est égal au rapport du volume de vapeurs aspirées par ce dernier au volume aspiré dans les mêmes conditions par le compresseur parfait sans espace mort et de cylindrée égale, pendant un cycle de fonctionnement :

$$\eta_\nu = \frac{V_{\text{asp}}}{V_{\text{bal}}} \quad (5.6)$$

Pour un gaz parfait, on obtient :

$$\eta_\nu = \frac{V_{\text{bal}} + \varepsilon(1 - \tau^{1/\gamma})}{V_{\text{bal}}} = 1 - \sigma(\tau^{1/\gamma} - 1) \quad (5.7)$$

σ est le *taux d'espace mort*, défini par $\sigma = \frac{\varepsilon}{V_{\text{bal}}}$.

Le volume aspiré est mesuré au niveau de la vanne d'aspiration (point 1) ; le volume balayé représente en fait le volume aspiré dans les mêmes conditions (p_1, θ_1), par le compresseur parfait sans espace mort et de même cylindrée : le rendement volumétrique est donc égal au rapport de la masse de vapeurs aspirées à celle balayée. L'équation (5.6) peut aussi s'écrire :

$$\eta_\nu = \frac{m_{\text{asp}}}{m_{\text{bal}}}$$

On définit alors les débits moyens suivants.

Débit volumique balayé :

$$\dot{V}_{\text{bal}} = n N \frac{\pi d^2}{4} c e \quad (5.8)$$

Débit volumique de vapeurs aspirées :

$$\dot{V}_{\text{asp}} = \eta_\nu \dot{V}_{\text{bal}} \quad (5.9)$$

Débit massique de vapeurs aspirées :

$$\dot{m}_{\text{asp}} = \frac{\dot{V}_{\text{asp}}}{\nu'_1} \quad (5.10)$$

5.4 Évolutions du rendement volumétrique d'un compresseur parfait

(a) Cas du compresseur parfait sans espace mort : $\eta_\nu = 1$.

(b) Cas du compresseur parfait avec un taux d'espace mort σ pour un gaz parfait :

$$\eta_\nu = 1 - \sigma(\tau^{1/\gamma} - 1) \quad (5.11)$$

On constate que même dans un cas simple, le *rendement volumétrique d'un compresseur ne dépend pas que du taux de compression*, mais aussi des caractéristiques du compresseur particulier utilisé et des propriétés thermophysiques du fluide frigorigène.

La figure 5.9 montre l'évolution du rendement volumétrique en fonction du taux de compression, pour deux valeurs du taux d'espace mort ($\sigma = 2$ et 6 %) et pour trois fluides frigorigènes : NH_3 ($\gamma \sim 1,33$), R-22 ($\gamma \sim 1,177$) et R-134a ($\gamma \sim 1,116$). On suppose, dans un premier temps, que le rapport des capacités thermiques massiques γ est constant.

Variations avec le taux de compression : η_ν est une fonction décroissante du taux de compression. Il diminue d'autant plus vite quand τ augmente que σ est élevé ou que γ est faible.

Pour le taux de compression minimum de 1, le rendement volumétrique atteint sa valeur maximale de 1, quels que soient le frigorigène et le taux d'espace mort. Puis il décroît jusqu'à s'annuler pour une valeur limite qui elle, dépend de ces deux facteurs. En effet, d'après l'équation (5.11) :

$$\eta_\nu = 0 = 1 - \sigma(\tau_{\text{lim}}^{1/\gamma} - 1)$$

$$\tau_{\text{lim}} = \left(\frac{1 + \sigma}{\sigma} \right)^\gamma$$

Explication : d'après la relation (5.3), la course de détente du piston augmente si le taux de compression augmente. La course d'aspiration diminue donc d'autant, et le rendement volu-

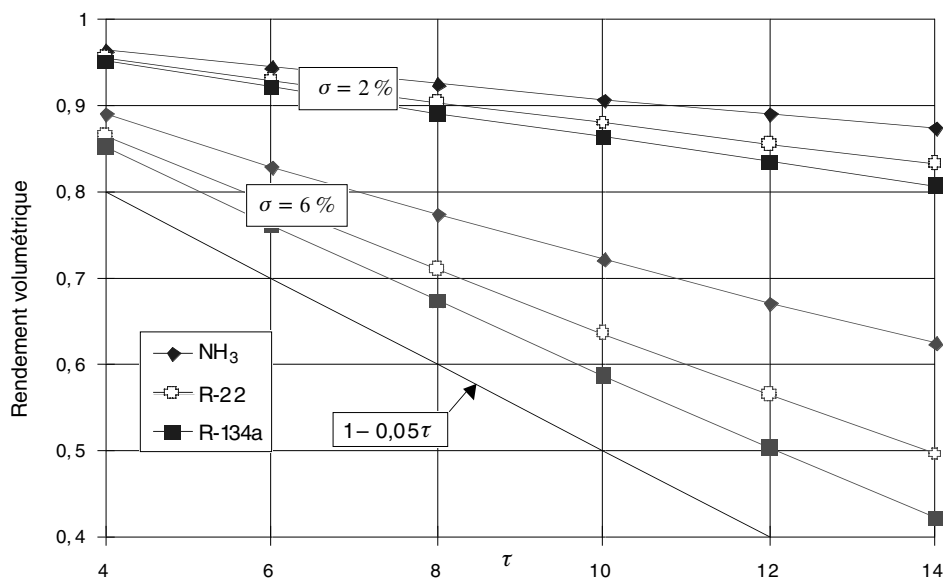


Figure 5.9 – Évolution du rendement volumétrique d'un compresseur parfait avec espace mort avec le taux de compression.

métrique est plus faible. Cette évolution est plus marquée si le taux d'espace mort est élevé ou si le rapport γ des capacités thermiques massiques à pression et à volume constant est faible. Lorsque $\tau = \tau_{\text{lim}}$, le point B_0 est confondu avec C_0 : la course de détente occupe toute la course du piston du point mort haut vers le point mort bas. Le rendement volumétrique est nul. Enfin, le taux de compression varie plus vite avec p_{asp} qu'avec p_{ref} . Par conséquent, le rendement volumétrique sera plus sensible à une diminution de la pression d'aspiration qu'à une augmentation de celle de refoulement.

Variations avec le taux d'espace mort : η_v est une fonction décroissante du taux d'espace mort. Il diminue d'autant plus vite quand σ augmente que τ est élevé et γ est faible. En effet, comme le montre la relation (5.3), la course de détente du piston augmente avec ε , et ce d'autant plus

vite que τ et γ sont grands. Sur la figure 5.9, on vérifie que pour un fluide et un taux de compression donnés, le rendement volumétrique diminue si σ augmente. Cette diminution est plus importante pour les taux de compression élevés ; elle est aussi plus marquée pour le R-134a (γ faible) que pour l'ammoniac (γ important).

Variations avec γ : η_v est une fonction croissante de γ . Il augmente d'autant plus vite avec γ que σ et τ sont élevés, comme le montre la figure 5.9.

Remarque

En toute rigueur, le γ d'une vapeur augmente avec la pression, et diminue si la température augmente à pression constante. Les conséquences sont doubles. η_v varie avec la pression d'évaporation et la température des vapeurs aspirées, même si le taux de compression est maintenu constant. Puisque γ diminue quand la surchauffe augmente, le rendement volumétrique diminue aussi.

En conclusion, le rendement volumétrique d'un compresseur parfait avec espace mort dépend non seulement du taux de compression sous lequel il fonctionne, mais aussi de son taux d'espace mort et du fluide frigorigène utilisé. Les propriétés de ce dernier variant avec la température et la pression, le rendement volumétrique varie aussi, mais dans une moindre mesure, avec la température des vapeurs à l'aspiration.

5.5 Analyse énergétique d'un compresseur parfait

Un compresseur à pistons représente une illustration d'un système ouvert sur lequel on peut appliquer directement le premier principe pour un système ouvert mais sur lequel on peut également étudier finement l'évolution d'un système fermé déformable pour effectuer les bilans détaillés. Dans ce paragraphe, nous allons considérer ces deux approches.

La première approche consiste donc à considérer le compresseur à pistons comme un système thermodynamique ouvert échangeant de la matière et de l'énergie avec son environnement et fonctionnant en régime permanent (en ne tenant pas compte du régime pulsé). Le pre-

mier principe pour un système ouvert en régime permanent (figure 5.10) s'écrit :

$$0 = \dot{W} + \dot{Q} + \dot{m}(h_e - h_s) \quad (5.12)$$

Divisant l'équation (5.12) par $\dot{m}$ conduit à :

$$w + q = h_s - h_e \quad (5.13)$$

Le travail mécanique mis en jeu inclut la totalité du travail mécanique échangé avec l'extérieur *via* le compresseur, on l'appellera le travail du compresseur.

Dans le cas considéré : $h_e = h_1$ et $h_s = h_2$. Par ailleurs, nous considérons, dans ce cas idéal que le compresseur n'échange pas de chaleur avec l'extérieur (cas adiabatique) si bien que nous supposons que $q = 0$. L'équation (5.13) s'écrit maintenant :

$$w = h_s - h_e = h_2 - h_1 \quad (5.14)$$

h_2 et h_1 étant les enthalpies massiques respectivement à l'aspiration et au refoulement.

Dans la deuxième approche, on calcule le travail reçu par les vapeurs traitées par le cylindre du compresseur en intégrant l'expression $W_p = - \oint p dV$ pour une rotation complète de l'arbre du compresseur, et où V est le volume occupé par les vapeurs dans un cylindre (aire du diagramme indicateur). Un changement de coordonnées permet d'aboutir à

$$W_p = - \oint_{\text{comp}} V dp = m_{\text{asp}} \oint_{\text{comp}} v'' dp.$$

Il suffit pour s'en convaincre de transformer le diagramme (p, V) en diagramme (V, p) par une simple rotation de 90 °C. Pendant la course de compression, le compresseur constitue un système fermé. Dans le cas du compresseur idéal, appliquer la relation de Clapeyron ($dh = T ds + v'' dp$) permet d'aboutir à $W_p = m_{\text{asp}}(h_{2is} - h_1)$, que les vapeurs soient assimilées ou non à un gaz parfait.

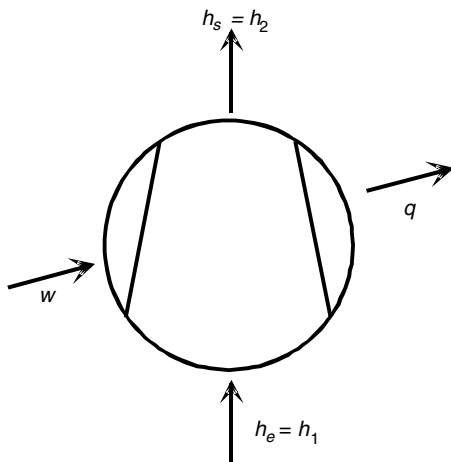


Figure 5.10 – Compresseur considéré comme un système thermodynamique ouvert.

5.6 Évolutions de la PME d'un compresseur parfait

5.6.1 Définition de la PME

La PME, ou *pression moyenne effective*, est le travail des forces de pression reçu par le fluide et ramené à l'unité de volume balayé par le piston (une pression est en effet homogène à une énergie volumique) :

$$\text{PME}^{\text{th}} = \frac{W_p^{\text{th}}}{V_{\text{cyl}}} = \frac{w_p^{\text{th}}}{\nu_1'} = \frac{h_{2is} - h_1}{\nu_1'} \quad (5.15)$$

La pression moyenne effective représente l'énergie « utile » fournie au fluide frigorigène, par unité de volume balayé et non aspiré. Elle renseigne donc directement, au facteur multiplicatif près, que représente la cylindrée (constante), sur le comportement énergétique d'un compresseur donné. Ce n'est pas le cas pour le travail massique de compression, puisqu'il faut en plus connaître le débit massique des vapeurs aspirées pour déduire la puissance mécanique fournie.

5.6.2 Cas du compresseur parfait sans espace mort

D'après l'équation (5.15) :

$$\text{PME}^{\text{th}} = \frac{h_{2is} - h_1}{\nu_1'}$$

Les évolutions de la pression moyenne effective dépendent de celles de la variation d'enthalpie lors de la compression isentropique et du volume massique des vapeurs à l'aspiration. La PME dépend donc des conditions de fonctionnement du compresseur et des propriétés du fluide frigorigène.

Variations avec la pression de refoulement : si pour un point d'aspiration (pression et température) fixé, la pression de refoulement des vapeurs augmente, alors la PME augmente comme $(h_{2is} - h_1)$. En particulier, son augmentation est plus rapide si le γ des vapeurs est important, comme le montrent les figures 5.11 et 5.12 (les vapeurs sont aspirées à saturation).

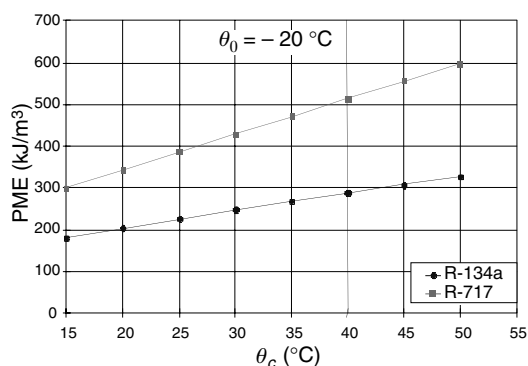


Figure 5.11 – Variations de la PME avec le taux de compression (pression d'aspiration constante).

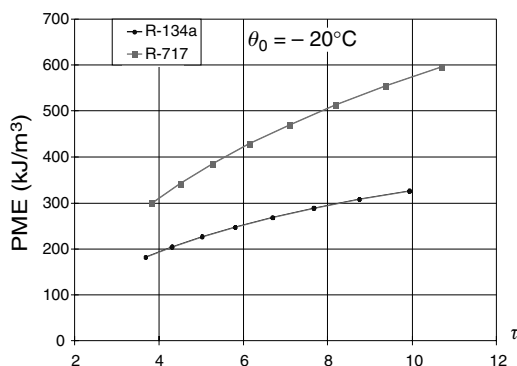


Figure 5.12 – Variations de la PME avec la pression de refoulement.

Variations avec la pression d'aspiration : si, pour une pression de refoulement constante, la pression d'aspiration diminue, $(h_{2is} - h_1)$ augmente, mais le volume massique des vapeurs aspirées augmente aussi. Par conséquent, la PME passe par un maximum dont la valeur et la position dépendent aussi des propriétés du fluide frigorigène considéré.

Remarque

Dans le cas du rendement volumétrique, ce sont les variations du taux de compression qui sont prépondérantes, qu'elles soient dues aux évolutions de la pression d'aspiration ou de condensation. Pour la pression moyenne effective, il est impératif de différencier l'influence de chacune de ces deux pressions.

Les figures 5.13 et 5.14 présentent, dans le cas d'un compresseur parfait sans espace mort, l'évolution de la PME selon le taux de compression, puis selon la température d'évaporation, pour le R-717 et pour le R-134a, dans les conditions suivantes.

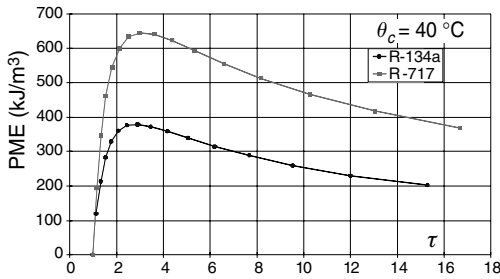


Figure 5.13 – Évolutions de la PME avec τ .

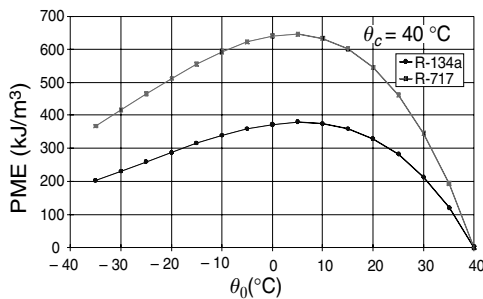


Figure 5.14 – Évolutions de PME avec θ_0 .

- Température de condensation : 40° C (soit 15,55 bar pour le R-717, et 10,16 bar pour le R-134a).
- Température d'évaporation : de - 35 à + 40° C ; vapeurs saturées à l'aspiration.

On constate que la PME est plus importante si le fluide possède un gamma plus élevé ; de plus, le maximum est plus nettement marqué et se situe alors à un taux de compression plus élevé, donc à une pression d'évaporation légèrement plus faible. On observe que le maximum est moins marqué en fonction de la température d'évaporation.

À pression d'aspiration constante, le volume massique des vapeurs d'ammoniac est plus important que celui du R-134a ; cependant,

l'énergie massique de compression reçue par le fluide frigorigène est encore beaucoup plus élevée. Au total, la PME est plus forte dans le cas de l'ammoniac que dans celui du R-134a, sur toute la plage étudiée.

Les courbes précédentes illustrent l'évolution de la puissance absorbée par un compresseur lors du démarrage d'une machine frigorifique. L'exemple suivant permet de justifier l'utilisation de la notion de PME : on s'intéresse à un compresseur parfait fonctionnant au R-134a, et possédant un débit volumique balayé de 55 m³/h. La température de condensation est maintenue constante et égale à 40° C. La température d'évaporation nominale est de - 25° C (1,07 bar). Deux cas sont à considérer.

1. On ne prévoit pas de système de limitation de la température d'évaporation, ni de réduction de puissance. Au premier démarrage de l'installation ou après un arrêt prolongé, la température d'évaporation va diminuer à partir d'une valeur initiale fonction de la température de la charge. La puissance appelée passe donc éventuellement par un maximum. Dans le cas cité ici, la puissance mécanique à fournir sur l'arbre du compresseur est de $260 \times 55/3\,600 = 4$ kW. Si au démarrage, la température d'évaporation est de 10° C, il faudra prévoir un moteur capable de fournir une puissance mécanique de $380 \times 55/3\,600 = 5,8$ kW sur l'arbre du compresseur.
2. Si l'on installe juste la puissance nécessaire pour le régime nominal, le moteur électrique d'entraînement n'est pas assez puissant pour assurer la phase de descente en température. Il faut éviter de fonctionner à des pressions d'aspiration supérieures (limitation de la température d'évaporation par régulateur ou par détendeur MOP), ou bien diminuer momentanément la cylindrée du compresseur (élimination de cylindres), de façon à éviter les surintensités dans les bobinages du moteur. Dans l'exemple étudié, pour « passer » la phase de démarrage, il faut limiter le volume balayé à 68 % de celui installé. Selon le nombre de cylindres, on effectuera une réduction de puissance par élimination du tiers ou de la moitié des cylindres.

Remarque

Ne pas déduire de ces courbes que la puissance mécanique absorbée par une machine frigorifique est plus importante dans le cas de l'ammoniac. En effet, lors du dimensionnement d'une installation, c'est la puissance frigorifique produite à l'évaporateur qui doit être prise en compte. Le débit massique à traiter est nettement plus faible dans le cas de l'ammoniac, ainsi que le débit volumique : au total, la cylindrée nécessaire est en général moins importante avec du R-717.

Variations avec le fluide frigorigène utilisé : la PME est d'autant plus forte que l'énergie massique de compression du fluide est importante, et que le volume massique des vapeurs est faible.

Variations avec la température des vapeurs aspirées : les pressions de fonctionnement restant constantes, si la température des vapeurs aspirées augmente, l'énergie massique de compression isentropique augmente, et le volume massique augmente aussi. Par conséquent, la PME peut augmenter (cas du R-134a, pour un régime 0 °C/40 °C) ou diminuer avec la surchauffe (cas du R-717, régime +5 °C/+40 °C). Les variations sont toutefois très limitées.

5.6.3 Cas du compresseur parfait avec espace mort

Pour un tel compresseur, la PME s'écrit :

$$\text{PME}^\varepsilon = \eta_\nu \frac{h_{2is} - h_1}{\nu'_1} = \eta_\nu \text{PME}^{\text{th}} \quad (5.16)$$

Les variations de cette grandeur se déduisent facilement de celles du rendement volumétrique d'un compresseur parfait avec espace mort, et de celles de PME^{th} .

Variations avec la pression de refoulement : lorsque la pression de refoulement augmente, les autres conditions de fonctionnement restant constantes, le rendement volumétrique du compresseur diminue, mais l'énergie massique de compression augmente très fortement, de sorte que la PME d'un compresseur parfait avec espace mort augmente toujours avec la pression de refoulement, comme le montrent les courbes de la figure 5.15, établies pour le R-717 et le R-134a, sans surchauffe à l'aspiration et pour une température d'évaporation constante et égale à -20 °C.

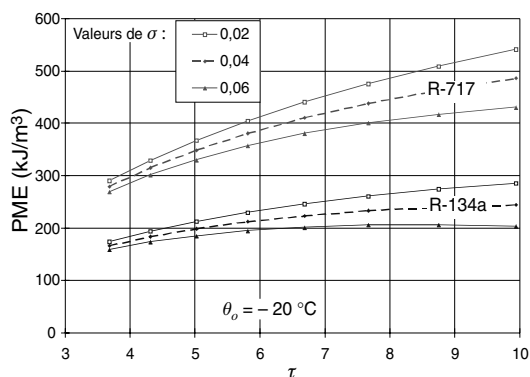


Figure 5.15 – Évolutions de la PME avec τ , la pression d'aspiration restant constante.

On peut noter par ailleurs que bien entendu, pour un taux de compression donné, la PME est plus importante et augmente plus vite avec la pression de refoulement si le gamma du fluide est plus élevé, et si le taux d'espace mort du compresseur diminue.

Variations avec la pression d'aspiration : la figure 5.16 montre l'évolution de PME^ε en fonction de p_1 , la pression de refoulement restant constante. L'allure des courbes reste inchangée ; la position et la valeur du maximum varient légèrement selon le taux d'espace mort.

Variations avec la surchauffe des vapeurs aspirées : la pression moyenne effective d'un compresseur parfait avec espace mort ne dépend pratiquement pas de la surchauffe des vapeurs à l'aspiration.

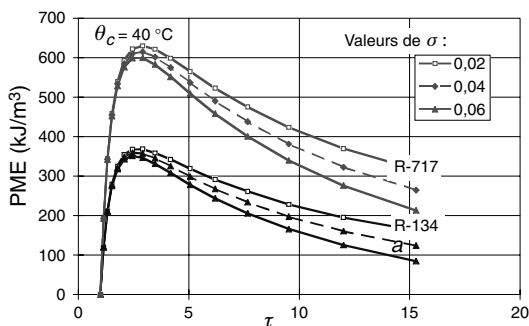


Figure 5.16 – Évolutions de la PME avec la pression d'aspiration.

Tableau 5.3 – Expressions des principales grandeurs caractérisant un compresseur parfait sans et avec espace mort.

	Sans espace mort	Avec espace mort
η_v	1	$1 - \sigma(\tau^{1/\gamma} - 1)$ (si gaz parfait)
$\dot{V}_{asp}$	$\dot{V}_{bal} = nN \frac{\pi d^2}{4} ce$	$\eta_v \dot{V}_{bal}$
$\dot{m}_{asp}$	$\dot{m}_{th} = \frac{\dot{V}_{bal}}{v_1''}$	$\eta_v \dot{m}_{th}$
$W_p = - \int_1^{2is} p dV$	$W_p = -A = m_{th} \int_1^{2is} v'' dp$	$W_{p,\varepsilon} = -A_\varepsilon = \eta_v \cdot W_p$
$w_{p,m,th} = \int_1^{2is} v'' dp$	$h_{2is} - h_1$	$w_{p,m,th,\varepsilon} = w_{p,m,th}$
$PME = \frac{W_p}{V_{bal}}$	$PME^{th} = \frac{1}{v_1''} \int_1^{2is} v'' dp = \frac{h_{2is} - h_1}{v_1''}$	$\eta_v PME^{th}$

En conclusion, le tableau 5.3 récapitule les expressions des principales grandeurs étudiées dans le cas d'un compresseur parfait avec ou sans espace mort.

5.7 Compresseur réel à pistons

Dans la réalité, les hypothèses définissant un compresseur à pistons parfait sans espace mort ne peuvent pas être appliquées.

Espace mort non nul : l'influence de ce paramètre a été abordée dans le cas d'un compresseur parfait avec espace mort. Le volume mort correspond pour une part aux tolérances d'usinage des pièces mécaniques, et au jeu fonctionnel nécessaire pour permettre le fonctionnement des clapets d'aspiration. Il ne peut donc être totalement annulé dans le cas d'un compresseur à pistons. Pour les compresseurs hermétiques non accessibles à pistons, le taux d'espace mort est de l'ordre de 4 % ; il peut être abaissé à 2 %, selon le type de clapets, pour les compresseurs à pistons hermétiques accessibles.

Fluide frigorigène : son écoulement dans le compresseur s'accompagne de chutes de pression à travers la vanne, la tubulure et le clapet d'aspiration, puis dans le cylindre pendant la course d'aspiration, et enfin dans les organes similaires pendant le refoulement. Ces pertes de charge provoquent une modification de la pression régnant à chaque instant dans le cylindre. Le diagramme indicateur s'en trouve modifié, ce qui implique une variation du travail des forces de pression par rapport au compresseur parfait.

Les clapets ne sont pas parfaits : ils ont une inertie, c'est-à-dire qu'ils ne s'ouvrent pas instantanément, sous un différentiel de pression nul. Ils peuvent rebondir sur leur siège pendant les phases d'aspiration et de refoulement. Enfin, même fermés, ils peuvent ne pas être parfaitement étanches.

Fuites entre piston et cylindre : l'étanchéité des segments entre le piston et la paroi du cylindre se dégrade au fil du fonctionnement. Par conséquent, la masse de fluide frigorigène contenue dans le cylindre n'est plus constante, même pendant les phases de compression et de détente. Le rendement volumétrique diminue, et la puissance massique consommée augmente

Échanges de chaleur : le compresseur est le siège d'échanges thermiques simultanés avec le frigorigène et avec le milieu ambiant. Ces transferts résultent entre autres de la dissipation d'énergie due aux frottements entre les différentes pièces mobiles. Ils ne sont pas constants dans le temps.

Frottements : ces frottements correspondent à une dissipation de l'énergie mécanique fournie au compresseur. Ils rendent indispensable la lubrification de ce dernier par une huile frigorigène. Cette dernière peut cependant présenter des conséquences défavorables sur les performances des systèmes frigorifiques.

Huile frigorigène : la présence d'huile de lubrification modifie le comportement des clapets, les propriétés du fluide frigorigène et les échanges thermiques au sein du compresseur.

Appareils annexes : le compresseur peut être muni d'une pompe à huile, qui consomme nécessairement de l'énergie et est le siège de frottements ; ainsi que d'une résistance de préchauffage de carter, et/ou d'un ventilateur de refroidissement : ces deux appareils dégradent le bilan énergétique du compresseur. Enfin, les moteurs électriques des compresseurs hermétiques (accessibles ou non) sont le plus souvent refroidis par le flux des vapeurs aspirées.

Les conséquences de ces points sont bien sûr étroitement liées ; cependant, les répercussions de chacun d'entre eux sur le comportement global du compresseur seront étudiées séparément. La figure 5.17 présente l'allure générale d'un diagramme indicateur relevé expérimentalement sur un compresseur ouvert fonctionnant à l'ammoniac.

5.7.1 Espace mort non nul

L'incidence de l'espace mort a été étudiée dans le paragraphe précédent.

5.7.2 Pertes de charge

On adopte les notations suivantes, illustrées par la figure 5.18 :

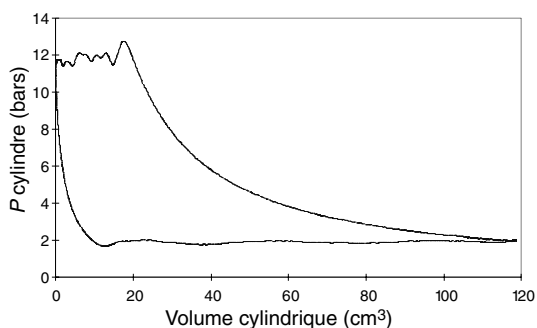


Figure 5.17 – Diagramme indicateur réel.

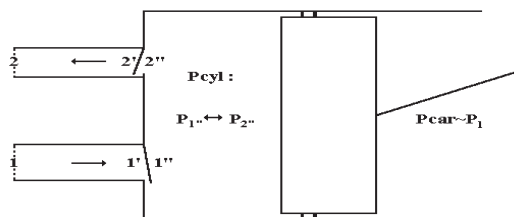


Figure 5.18 – Schéma d'un cylindre et de son piston.

- p_1 est la pression des vapeurs mesurée à l'entrée de la vanne d'aspiration, donc du compresseur ;
- $p_{1'}$ est la pression mesurée à l'amont du clapet d'aspiration (à la fin de la tubulure d'aspiration) ;
- $p_{1''}$ est celle mesurée immédiatement après ce même clapet (dans le cylindre) pendant la course d'aspiration ;
- p_{cyl} est la pression mesurée à un instant quelconque dans le cylindre ;
- p_2 est la pression des vapeurs mesurée après la vanne de refoulement du compresseur ;
- $p_{2'}$ est la pression mesurée à l'aval du clapet de refoulement (à l'entrée de la tubulure de refoulement) ;
- $p_{2''}$ est celle mesurée immédiatement avant ce même clapet (dans le cylindre) pendant la course de refoulement.

Dans la pratique, bien sûr, seules p_1 et p_2 sont facilement mesurables.

L'écoulement du fluide entre la vanne d'aspiration et le cylindre est à l'origine de chutes de pression : $\Delta p_{a1} = p_1 - p_{1'}$ est la chute de pression dans la tubulure d'aspiration ; de même, $\Delta p_{a2} = p_{1'} - p_{1''}$ représente la perte de charge subie par les vapeurs au passage du clapet d'aspiration. La pression p_{cyl} dans le cylindre est systématiquement inférieure à celle mesurée au niveau de la vanne d'aspiration (p_1) ou à l'amont du clapet ($p_{1'}$) pendant toute la course d'aspiration. La vitesse de l'écoulement n'étant pas constante, p_{cyl} varie aussi.

De même, pendant toute la course de refoulement, la pression dans le cylindre est variable, mais reste systématiquement supérieure à celle mesurée au niveau de la vanne de refoulement (p_2) ou à l'aval du clapet ($p_{2'}$).

L'aspiration des vapeurs commence lorsque la pression dans le cylindre devient inférieure à $p_{1''}$; le refoulement, lorsque p_{cyl} atteint $p_{2'}$. Le taux de compression sous lequel fonctionne réellement le compresseur augmente puisque les vapeurs sont comprimées de $p_{cyl} < p_1$ à $p_{cyl} > p_2$. Le rendement volumétrique diminue, ainsi que la masse de vapeurs aspirées, et la température des vapeurs en fin de compression (donc au refoulement) augmente, ainsi que le travail massique fourni aux vapeurs de frigorigène. Par contre, on ne peut prévoir *a priori* l'évolution de l'aire du diagramme indiqué.

Puisque la masse de vapeurs aspirées diminue, les échanges thermiques éventuels entre le fluide frigorigène et les parois du compresseur se traduisent par des variations de température plus fortes (échauffement ou refroidissement).

5.7.3 Clapets

■ Inertie

Dans un premier temps, on ne tient pas compte de l'influence de l'huile de lubrification sur le fonctionnement des clapets. L'ouverture des clapets ne peut s'effectuer que si ces derniers sont soumis à un différentiel de pression ΔP (amont/aval) : on parle d'*inertie*.

Dans la figure 5.19, l'aire $A_1-B_1-C_1-D_1$ représente le diagramme indiqué d'un compresseur parfait sans espace mort ; l'aire $A_2-B_2-C_2-D_2$, celui

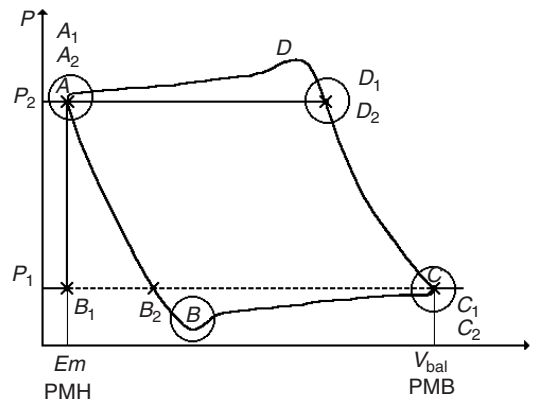


Figure 5.19 – Incidence de l'inertie des clapets.

d'un compresseur parfait avec espace mort, et $A-B-C-D$ la déformation du diagramme due à l'inertie des clapets (la compression et la détente des vapeurs dans le cylindre sont encore supposées isentropiques).

Remarque

Pour un compresseur réel, la position exacte des points A , B , C et D ne peut être connue. Les cercles représentent les zones dans lesquelles ils peuvent se situer.

□ Clapet d'aspiration

Lorsque le piston recule du point mort haut vers le point mort bas, la pression p_{cyl} des vapeurs dans le cylindre diminue. Le clapet ne peut s'ouvrir que si la différence $(p_{1'} - p_{cyl})$ est supérieure au différentiel d'ouverture ΔP_a . La valeur de ce différentiel dépend de la construction du clapet, de la température de service, de la viscosité du lubrifiant...

Le clapet d'aspiration étant ouvert, la vapeur pénètre dans le cylindre. La pression p_{cyl} peut alors augmenter (selon la vitesse linéaire du piston). Si la différence $p_{1'} - p_{cyl}$ devient inférieure à ΔP_a , le clapet se referme, et il faut rétablir ΔP_a pour rouvrir le clapet.

□ Clapet de refoulement

Pour la même raison, la pression dans le cylindre doit atteindre une valeur au moins

égale à $p'_2 + \Delta P_R$ pour permettre l'ouverture du clapet de refoulement. Le clapet de refoulement s'ouvre avec un retard, ce qui augmente la course de compression ; de plus, la température des vapeurs en fin de compression est plus élevée. Pendant toute la course de refoulement, la pression p_{cyl} doit rester au moins égale à $p'_2 + \Delta P_R$ pour que le clapet reste ouvert.

On observe donc un retard supplémentaire à l'ouverture du clapet d'aspiration, qui est la cause d'une augmentation de la course de détente et d'une diminution du rendement volumétrique (par rapport au diagramme indiqué d'un compresseur parfait avec espace mort). La course de compression augmente aussi, et l'aire du diagramme indicateur est encore modifiée.

■ Rebondissement des clapets sur leur siège

La phase d'aspiration des vapeurs n'est pas continue puisque le clapet d'aspiration se ferme pendant le recul du piston vers le point mort bas (dès l'aspiration des vapeurs, la pression dans le cylindre augmente, et le différentiel peut alors être insuffisant pour maintenir l'ouverture). Il en est de même pendant le refoulement. En conséquence, le rendement volumétrique diminue (cette évolution est plus marquée avec le clapet d'aspiration).

■ Non-étanchéité des clapets

□ Clapet d'aspiration

Un manque d'étanchéité de ce clapet se manifeste par l'existence de fuites pendant les phases du diagramme indiqué où il devrait être fermé : compression, refoulement, détente. Pendant ces trois phases, la pression dans le cylindre est supérieure à p_1 : une partie des vapeurs introduites dans le cylindre peut refluer vers la tubulure d'aspiration.

Pendant la compression : la masse M de vapeurs contenue dans le cylindre diminue. Toutes choses étant égales par ailleurs, pour une position donnée du piston, la pression p_{cyl} est plus faible que s'il n'y avait pas de fuites (figure 5.20, course de compression : $C-D$: pas de fuites ; C_f-D_f : clapet d'aspiration non étanche).

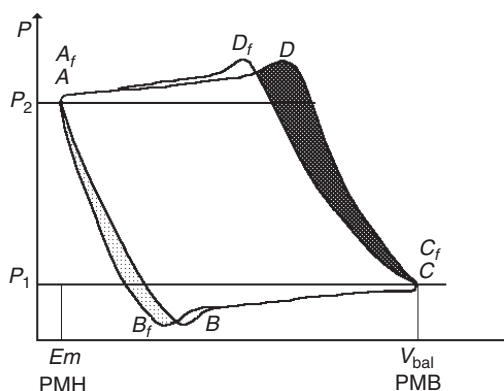


Figure 5.20 – Incidence de fuites au clapet d'aspiration.
 ABCD : clapet étanche.
 A_fB_fC_fD_f : fuite au clapet.

L'ouverture du clapet de refoulement est retardée, et l'aire du diagramme indiqué diminue. S'il y a des échanges thermiques, les variations de température sont plus marquées (en général, échauffement plus fort). Enfin, bien sûr, le rendement volumétrique diminue.

Pendant le refoulement : les vapeurs revenant dans la tubulure d'aspiration sont à l'origine d'une diminution du rendement volumétrique et de l'aire du diagramme indiqué. De plus, ces vapeurs sont à température élevée (fin de compression), ce qui provoque un échauffement supplémentaire des vapeurs basse pression à l'aspiration, aggravant la diminution du rendement volumétrique.

Pendant la détente : à chaque instant, la masse M' de vapeurs restant dans l'espace mort diminue, et est inférieure à la masse initiale M'_0 . Pour la même raison que précédemment, la pression régnant à chaque instant dans le cylindre diminue plus vite : l'ouverture du clapet d'aspiration se produit plus tôt (en B_f et non en B), mais au total, le rendement volumétrique diminue. Les variations de température seront aussi plus marquées.

En début de compression et en fin de détente, la différence ($p_{\text{cyl}} - p_1$) est faible, et le taux de fuite, à position égale du clapet, est faible. Par

contre, le clapet est moins bien plaqué sur son siège et la section totale de passage offerte au fluide est plus importante. En fin de compression et en début de détente, les phénomènes s'inversent : il est donc difficile de prévoir l'évolution du taux de fuite. Dans le cas le plus général, on admet qu'il est plus important lorsque la différence de pression est la plus forte, donc en fin de compression, pendant le refoulement et en début de détente.

□ Clapet de refoulement

Un manque d'étanchéité de ce clapet se manifestera pendant les phases de détente, d'aspiration et de compression du diagramme indiqué. La pression régnant dans le cylindre étant alors inférieure à p_2' , les vapeurs déjà refoulées dans la tubulure de refoulement seront réintroduites dans le cylindre.

Pendant la détente : la masse des vapeurs contenues dans le cylindre augmente, et la pression dans le cylindre diminue moins vite : pour une position donnée du piston dans le cylindre, la pression est plus élevée. Le phénomène est d'autant plus marqué que les vapeurs réintroduites sont plus chaudes que celles contenues dans le cylindre, d'où une augmentation du volume massique moyen. L'instant d'ouverture du clapet est retardé, d'où une diminution du rendement volumétrique (figure 5.21, évolution A_f-B_f).

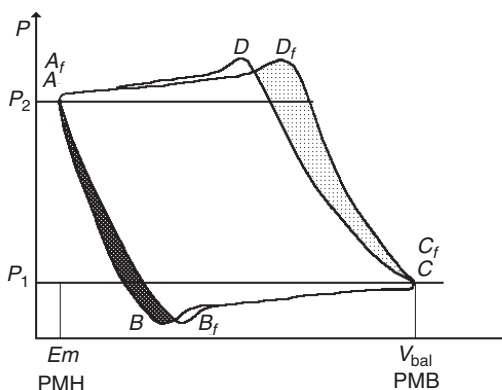


Figure 5.21 – Incidence de fuites au clapet de refoulement.

$ABCD$: clapet étanche.
 $A_fB_fC_fD_f$: fuite au clapet.

Pendant l'aspiration : les vapeurs refoulées pénétrant dans le cylindre diminuent la masse de vapeurs aspirée, et continuent à réchauffer ces vapeurs. Le rendement volumétrique diminue donc encore, et la température des vapeurs avant la compression augmente.

Pendant la compression : la masse des vapeurs contenue dans le cylindre augmente, et la pression dans le cylindre s'accroît plus rapidement, d'autant plus que les vapeurs réintroduites provoquent un échauffement supplémentaire. La courbe de compression est donc plus inclinée, et le clapet s'ouvre plus tôt (évolution C_f-D_f). La température en fin de compression est plus élevée.

La diminution du rendement volumétrique s'accompagne d'une augmentation du travail des forces de pression reçu par le fluide.

La variation du taux de fuite par le clapet de refoulement dépend de l'évolution de la différence de pression ($p_2' - p_{cyl}$).

Remarque

Lorsque le clapet de refoulement est fermé, le débit de fuite est bien sûr nettement inférieur au débit s'établissant lorsque le clapet est ouvert. Les chutes de pression dues à l'écoulement des vapeurs à travers le clapet et la canalisation sont donc faibles : les pressions p_2 , p_2' et p_2'' sont alors très peu différentes.

5.7.4 Fuites entre piston et cylindre

Dans la plupart des cas, le carter du compresseur se trouve à une pression proche de la pression d'aspiration. Les éventuelles fuites de fluide frigorigène s'établissent donc du cylindre du compresseur vers le carter. Les conséquences sont les mêmes que pour une fuite à travers le clapet d'aspiration.

Pour certains modèles de compresseurs hermétiques non accessibles, la pression dans la cloche est au contraire voisine de la pression de condensation. Les répercussions sur le diagramme indiqué sont analogues à celles de fuites par le clapet de refoulement.

5.7.5 Échanges de chaleur

Par hypothèse, un compresseur parfait est adiabatique : il n'est le siège d'aucun transfert ther-

mique, ni avec les vapeurs de frigorigène, ni avec le milieu ambiant. En conséquence, le frigorigène ne peut échanger de chaleur avec aucun milieu, et les évolutions qu'il subit dans le compresseur sont adiabatiques. Dans la pratique, un compresseur est le siège d'échanges thermiques inévitables, dus d'une part à la différence de température entre ses parois, le fluide frigorigène et l'ambiance, et d'autre part à la dégradation d'énergie mécanique en chaleur pendant son fonctionnement (non-réversibilité).

■ Avec le frigorigène

Dans le cas le plus général, les vapeurs de frigorigène issues de l'évaporateur sont plus froides que les parois du compresseur (tubulure d'aspiration, clapet, cylindre). Elles subissent donc un réchauffement, et leur température augmente pendant toute la course d'aspiration. Pendant la compression, les vapeurs continuent à recevoir de la chaleur tant que leur température est inférieure à celle de la paroi du cylindre du compresseur : leur température augmente donc plus vite qu'au cours d'une compression isentropique, et la courbe de compression réelle est donc au-dessus de la compression isentropique. Le recul du piston vers le point mort haut continuant, la température des vapeurs continue à augmenter (par compression) et devient supérieure à celle des parois du cylindre : l'échange de chaleur s'inverse, et la courbe de compression réelle se rapproche de l'isentropique, car sa pente devient plus faible que celle de cette dernière. Les vapeurs sont ensuite refroidies pendant toute la course de refoulement ; ce refroidissement est souvent assez intense. Enfin, pendant la course de détente, les vapeurs sont d'abord refroidies par le compresseur, puis dans le cas le plus général, réchauffées.

Ces échanges thermiques sont difficiles à évaluer : la température des vapeurs n'est jamais uniforme, leur vitesse n'est ni uniforme ni constante, et en toute rigueur, la masse de vapeurs traitées n'est jamais constante, même pendant les courses de détente et de compression, à cause des fuites se produisant par les clapets et par les segments du piston. Enfin, les

fuites par le clapet de refoulement provoquent pendant la phase d'aspiration une réintroduction de gaz chauds qui modifie encore la température des vapeurs dans le cylindre.

En règle générale, la température de refoulement réelle est supérieure à celle de refoulement isentropique. Dans certains cas, pour limiter cette température, on est amené à mettre en œuvre des dispositifs de refroidissement spécifiques : refroidissement des cylindres ou des têtes de cylindre par circulation d'eau, ou injection de frigorigène liquide détendu à l'aspiration. La température de refoulement se rapproche alors de l'isentropique. Si le refroidissement des vapeurs traitées par le compresseur est très « énergétique », leur température en fin de compression peut être égale à celle de l'isentropique, voire inférieure.

Remarque

La température de refoulement réelle peut être égale à celle de l'isentropique, mais en aucun cas cela ne veut dire que la compression est isentropique : on peut simplement conclure que le refroidissement des vapeurs dans le compresseur est tel que la température réelle est égale à la température de refoulement isentropique.

■ Avec l'environnement

Les transferts de chaleur avec l'ambiance dépendent entre autres du type de refroidissement (naturel, par ventilation forcée, par circulation d'eau...). L'évacuation de la chaleur se fait aussi, mais dans une moindre mesure, par conduction avec les tuyauteries frigorifiques. Enfin, dans le cas des compresseurs hermétiques (accessibles ou non), le moteur est le plus souvent refroidi par les vapeurs aspirées dans le compresseur, avant introduction dans les cylindres. Cela crée une perte de charge et une surchauffe supplémentaires.

5.7.6 Frottements

En principe, le compresseur reçoit une énergie mécanique sur son arbre et la transmet au fluide frigorigène. Pour cela, le mouvement de rotation est transformé en mouvement linéaire alternatif des pistons dans les cylindres. Le mouvement

relatif des différentes pièces mobiles du compresseur s'accompagne de frottements (dissipation d'énergie mécanique en chaleur), et impose une lubrification pour éviter les contacts solide-solide en mouvement.

La chaleur dissipée au sein du compresseur est reprise par le frigorigène et par l'environnement.

5.7.7 Rôle du lubrifiant (bref rappel)

La présence d'huile de lubrification est indispensable pour éviter le grippage du compresseur lors de son fonctionnement. Les huiles frigorifiques possèdent des propriétés spécifiques rendues nécessaires par les domaines particuliers d'utilisation. Elles sont notamment très pures et très stables vis-à-vis de la chaleur, de l'oxydation et des fluides frigorigènes. La lubrification assure aussi d'autres fonctions secondaires d'étanchéité, de refroidissement et d'évacuation des impuretés. Cependant, la présence de lubrifiant peut générer des conséquences défavorables pour les performances de l'installation frigorifique en général et du compresseur en particulier, voire même pour son intégrité. Dans ce paragraphe ne sera évoqué que le comportement de l'huile dans le compresseur.

■ Fonctions de la lubrification

Éviter les contacts directs solide-solide : lubrifier les pièces mobiles (pistons, paliers, bielles) pour éviter leur grippage ; diminuer les résistances passives qui dissipent sous forme de chaleur une certaine quantité d'énergie, et qui constituent la principale cause d'usure.

Assurer une étanchéité :

- *dynamique* : elle favorise l'étanchéité réalisée par les segments entre pistons et cylindres ;
- *statique* : elle diminue la porosité des parois, améliore l'étanchéité des clapets sur leur siège.

Favoriser les échanges de chaleur : en pratique, l'huile améliore le refroidissement du compresseur en contribuant à l'évacuation de la chaleur.

Permettre l'évacuation des impuretés : un système frigorifique est conçu et construit de façon à ce que ces impuretés soient pratiquement inexistantes. Cependant, l'évacuation est systématiquement réalisée à chaque vidange.

■ Conséquences défavorables de l'utilisation d'un lubrifiant sur le fonctionnement d'un compresseur

□ Augmentation du retard à l'ouverture des clapets

La présence d'huile augmente le différentiel de pression sous lequel s'ouvre un clapet (de la même façon que l'effort à fournir pour séparer deux plaques métalliques serrées l'une contre l'autre après humidification est plus important que pour deux plaques sèches) : ce phénomène est appelé *striction* ou plus simplement *collage*. Le rendement volumétrique du compresseur diminue, puisque la course de détente augmente. De plus, la température de fin de compression augmente aussi. Les échanges thermiques sont donc intensifiés.

En favorisant le collage des clapets sur leur siège, l'huile améliore leur étanchéité ; elle limite aussi les battements rapides, ce qui peut accroître leur longévité.

□ Entraînement d'huile dans le circuit

L'huile ne peut être parfaitement confinée dans le compresseur, et une faible partie est entraînée dans le circuit frigorifique. Si ce dernier est bien conçu, après la première mise en route, l'huile quittant le compresseur y revient sous forme de gouttelettes, avec les vapeurs aspirées. La viscosité moyenne du mélange augmente, avec pour conséquences une augmentation de la chute de pression entre le cylindre et les vannes du compresseur. Dans le cas où les deux composants sont au moins partiellement miscibles, l'huile a dissout une certaine quantité de fluide frigorigène. Les gouttes d'huiles saturées subissent entre la vanne d'aspiration et le cylindre, un échauffement important et une chute de pression : le frigorigène se sépare de l'huile et se vaporise. Le rendement volumétrique, mesuré au niveau de la vanne d'aspiration, diminue.

□ Consommation d'une partie de l'énergie mécanique disponible

Les compresseurs de forte ou moyenne puissance sont lubrifiés par circulation de l'huile. Ils sont alors équipés d'une pompe, placée en bout de vilebrequin. Pour les petites puissances, la lubrification peut être assurée par projection (simple barbotage). Dans tous les cas, le fluide frigorigène ne reçoit pas la totalité de l'énergie mécanique fournie par le compresseur.

5.7.8 Appareils annexes

L'appareil principal est la pompe de lubrification, évoquée au paragraphe précédent. Les « accessoires » utilisés par un compresseur ont pour conséquence générale de prélever une partie de l'énergie fournie au compresseur.

5.8 Conclusions

Un compresseur à pistons est le siège de phénomènes relativement complexes et interdépendants. De nombreux travaux sont menés sur la modélisation de leur comportement. Les modèles numériques sont utilisés par les constructeurs comme outils d'aide à la mise au point. Le frigoriste, quant à lui, n'a en pratique besoin que des données techniques communiquées par le constructeur, et pourra si besoin qualifier un compresseur en le comparant au compresseur idéal (parfait, sans espace mort) grâce à l'utilisation de différents rendements, qui seront présentés et étudiés au chapitre suivant.

6 • RENDEMENTS D'UN COMPRESSEUR

Dans le chapitre 4, nous avons vu qu'à l'aide des diagrammes ou des logiciels, il était possible de calculer le COP non seulement d'un cycle idéal mais également d'un cycle quasi réel en tenant compte des nombreuses déformations du cycle idéal telles que les surchauffe, sous-refroidissement, pertes de charge, etc... Mais ce COP « cycle » n'indique que le rapport entre la production frigorifique d'une part et l'énergie globale (Δh_{comp} : énergie mécanique + chaleur) reçue par le fluide frigorigène, et non la puissance à fournir à la machine frigorifique. Le COP d'une machine frigorifique dépend fortement des performances du compresseur choisi : ces performances peuvent être évaluées au moyen de rendements, qui permettent de comparer plusieurs modèles et décrivent les dissipations au sein d'un compresseur. L'analyse du bilan énergétique d'un compresseur réel permet de comprendre la définition des différents rendements énergétiques.

Enfin, les grandeurs nécessaires au concepteur d'un système frigorifique sont bien sûr, le débit de vapeurs que peut aspirer un compresseur, et la puissance qu'il faut lui fournir. Dans ce chapitre, nous allons introduire la démarche à suivre pour déterminer l'énergie électrique primaire réellement nécessaire pour produire une charge frigorifique nominale voulue. Pour cela, nous allons d'abord nous appuyer sur les notions de bilan énergétique, et sur l'exploitation des données fournies par les catalogues (cycles constructeur).

6.1 Bilan énergétique d'un compresseur

L'énergie mécanique reçue par le compresseur est restituée pour sa plus grande part au fluide frigorigène ; le restant est utilisé pour compen-

ser les pertes mécaniques, dans lesquelles on comprend essentiellement les frottements solides et l'alimentation des appareils annexes. La figure 6.1 représente le système thermodynamique ouvert constitué par le compresseur frigorifique. Ce système est délimité par le cadre rectangulaire en pointillés. Il s'agit d'un système ouvert auquel on fournit une puissance mécanique $\dot{W}_{\text{eff}}$ (puissance effective ou puissance absorbée par l'arbre du compresseur) ; un débit massique $\dot{m}$ de vapeurs entre avec l'enthalpie h_1 , et sort avec l'enthalpie h_2 . Le compresseur échange par ailleurs une puissance thermique $\dot{Q}_a$ avec le milieu ambiant. Dans ce chapitre, nous nous référerons aux définitions données dans le *Dictionnaire du Froid*. C'est ainsi que le « travail effectif est le travail fourni à l'arbre du compresseur ». Pour l'ensemble formé par le compresseur et les vapeurs, on peut donc écrire simplement,

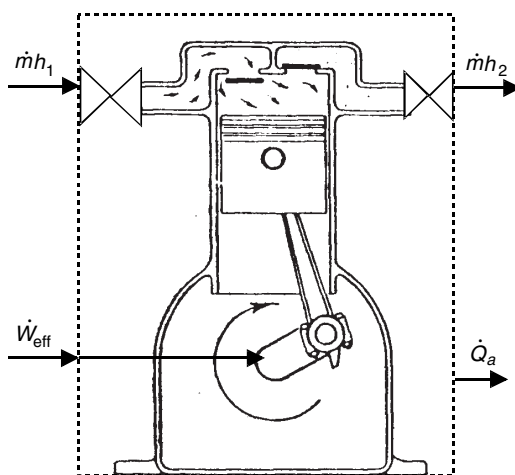


Figure 6.1 – Schématisation du système thermodynamique ouvert formé par un compresseur.

en régime permanent et en négligeant les variations d'énergie cinétique et potentielle du fluide frigorigène :

$$\underbrace{\dot{W}_{\text{eff}}}_{+} + \underbrace{\dot{Q}_a}_{-} + \underbrace{\dot{m}(h_1 - h_2)}_{-} = 0 \quad (6.1)$$

En règle générale, le compresseur cède globalement de la chaleur au milieu ambiant ($\dot{Q}_a < 0$) : la variation d'enthalpie du fluide frigorigène est inférieure à $\dot{W}_{\text{eff}}$, l'énergie absorbée par l'arbre du compresseur.

Cette relation, très globale, ne permet pas de détailler les échanges entre le fluide et son environnement. Pour aborder l'analyse de la répartition des différentes puissances échangées, on doit s'intéresser aussi aux systèmes que forment d'une part le compresseur seul, et d'autre part le fluide frigorigène.

6.1.1 Compresseur

Ainsi, le compresseur reçoit l'énergie effective w_{eff} par unité de masse de vapeurs traitées ; il cède une énergie totale w_{fl} au fluide frigorigène, et la différence est absorbée par les pertes mécaniques et transformée en chaleur q_a .

6.1.2 Fluide frigorigène

Au lieu de considérer le système thermodynamique ouvert constitué par la frontière extérieure du compresseur, on peut considérer celui, compris entre les mêmes deux vannes que celles représentées sur la figure 6.1 mais constitué par le volume interne occupé par le fluide. Il s'agit d'un système ouvert déformable dont les frontières sont les parois internes du cylindre, les vannes d'aspiration et de refoulement, et l'extrémité du piston en contact avec le fluide frigorigène. Les échanges d'énergie pour ce système sont différents de ceux définis précédemment. Le fluide reçoit du compresseur l'énergie massique w_{fl} , dont une partie constitue l'énergie utile (travail mécanique w_p sous forme de travail contre les forces de pression). Le reste est de la chaleur (q_{fl}). On peut donc écrire :

$$w_{fl} = w_p + q_{fl} \quad (6.2)$$

6.1.3 Synthèse

La décomposition de l'énergie fournie au compresseur et au fluide frigorigène est schématisée dans la figure 6.5.

On raisonne encore par rapport à l'unité de masse de vapeurs traitées. Le compresseur est le siège de dissipations d'énergie en chaleur. Cette énergie dissipée sous forme de chaleur est évacuée vers l'environnement (q_a) et/ou vers le fluide frigorigène. Le plus souvent, le fluide reçoit globalement de la chaleur ($q_{fl} > 0$) et s'échauffe au delà de la température de refoulement isentropique ; il peut cependant en céder lorsque un système de refroidissement supplémentaire du compresseur est mis en œuvre (ventilation, circulation d'eau dans les culasses). Le travail w_p contre les forces de pression n'est autre que le travail indiqué ou « travail mesuré à l'aide du diagramme indicateur » (définition du *Dictionnaire du Froid*), en supposant que la compression est quasi réversible. Ce travail diffère du travail effectif w_{eff} transmis à l'arbre du compresseur et du travail isentropique w_{is} qui serait nécessaire pour une compression isentropique idéale.

On a :

$$h_2 - h_1 = w_p + q_{fl} = w_{\text{eff}} + q_a = w_{fl} \quad (6.2a)$$

où le fluide est échauffé si l'énergie q_{fl} est positive, et refroidi dans le cas contraire.

Si le compresseur est non refroidi et que les pertes sont négligeables, on a un compresseur adiabatique, $q_a = 0$, et on obtient :

$$q_{fl} = w_{\text{eff}} - w_p$$

q_{fl} représente alors la partie de la puissance effective dissipée en chaleur (que l'on reliera au rendement mécanique plus loin). Dans le cas général où $q_a \neq 0$, l'analyse est plus complexe et sera reprise plus loin.

6.2 Rendements d'un compresseur

Le cycle de fonctionnement d'une machine frigorifique étant fixé, les performances énergétiques de cette dernière dépendront essentiellement du compresseur sélectionné. L'objectif est de déterminer la puissance électrique à fournir pour satisfaire la demande. Tous les constructeurs proposent, en plus de leurs catalogues papier, des logiciels de sélection automatiques plus ou moins élaborés. Comme pour une sélection « manuelle », la démarche utilise (explicitement ou non) différents rendements :

- le rendement volumétrique permet de sélectionner la cylindrée du compresseur pour satisfaire la demande en puissance frigorifique ;
- le rendement effectif permet de déterminer la puissance mécanique nécessaire sur l'arbre pour produire la puissance frigorifique ;
- le rendement électrique (et éventuellement le rendement de transmission électrique) permet de déterminer la puissance électrique nécessaire sur l'arbre pour produire la puissance frigorifique.

La démarche sera différente pour les compresseurs ouverts pour lesquels les constructeurs fournissent l'information intermédiaire permettant de déterminer l'énergie mécanique sur l'arbre alors que pour les compresseurs hermétiques ou semi-hermétiques, l'information fournie par les constructeurs concerne uniquement l'énergie électrique. Nous discuterons plus loin ces deux cas.

6.2.1 Rendement volumétrique

Le rendement volumétrique a déjà été introduit dans le chapitre 5 ; c'est le rapport entre le débit volumique de vapeurs aspiré par le compresseur dans des conditions de pression et de température fixées, et le débit volumique aspiré par le compresseur parfait sans espace mort et de même cylindrée, dans les mêmes conditions de fonctionnement (rappelons que, dans ce dernier cas, il s'agit simplement du

volume balayé). Les conditions de pression et de température sont celles mesurées au niveau de la vanne d'aspiration du compresseur réel :

$$\eta_v = \frac{\dot{V}_{\text{asp}}}{\dot{V}_{\text{bal}}} \quad (6.3)$$

Les conditions à l'aspiration étant constantes, le rendement volumétrique peut aussi s'exprimer par le rapport :

$$\eta_v = \frac{\dot{m}_{\text{asp}}}{\dot{m}_{\text{bal}}} = \frac{\dot{m}_{\text{asp}}}{\rho_1 \dot{V}_{\text{bal}}}$$

Nous avons déjà insisté sur le fait que le volume aspiré dépend d'une part du fluide utilisé et d'autre part des conditions opératoires (notamment par l'intermédiaire du taux de compression). Dans le cas d'un compresseur adiabatique réversible fonctionnant avec un gaz parfait, ce rendement est donné par l'équation (5.7).

Pour une sélection d'un compresseur réel, ce rendement est déduit de la documentation constructeur. En effet les compressoristes, dans leurs documentations, indiquent systématiquement le débit volumique balayé en fonction de la fréquence d'alimentation électrique (50 ou 60 Hz). De plus, pour des conditions opératoires fixées (pression et température à l'aspiration, et pression au refoulement), ils donnent la « puissance frigorifique du compresseur ». Le cycle constructeur permet alors de déduire le débit volumique aspiré. Le rapport entre le volume aspiré et le volume balayé donne le rendement volumétrique.

Pour une mesure sur une installation existante, on utilisera la seconde relation : le débit massique réel de fluide frigorigène est déduit d'un bilan d'énergie à l'évaporateur ou au condenseur ; connaissant la pression et la température à l'aspiration du compresseur ainsi que sa cylindrée, on déduit facilement le rapport des débits massiques aspirés, donc le rendement volumétrique expérimental.

■ Détermination du rendement volumétrique d'un compresseur

La détermination du rendement volumétrique d'un compresseur s'effectue à partir des infor-

mations communiquées par les constructeurs, sous forme papier (tableaux ou abaques), ou informatique (logiciels de sélection). Chacun de ces deux supports demande une démarche spécifique.

Dans tous les cas, le régime de fonctionnement du compresseur est défini par la pression p_1 et la température θ_1 des vapeurs à l'aspiration, ainsi que la pression p_2 au refoulement. Ces deux pressions ne correspondent pas nécessairement aux pressions régnant dans l'évaporateur et le condenseur.

□ Documentation technique papier

Le tableau 6.1 montre un premier exemple de documentation se rapportant à un compresseur semi-hermétique à pistons : dans ce tableau, les températures d'évaporation et de condensation correspondent aux températures de saturation mesurées à l'aspiration et au refoulement du compresseur, et la température des vapeurs aspirées est égale à celle en sortie d'évaporateur.

Le tableau 6.1 indique la puissance frigorifique du compresseur, pour différents régimes de fonctionnement, mais avec une température d'aspiration et un sous-refroidissement du liquide avant détente constants. On peut donc construire le *cycle constructeur* tel que présenté dans la figure 6.2, dans lequel les points représentant la sortie de l'évaporateur et l'aspiration du compresseur sont confondus (surchauffe utile égale à 100 %). Il est alors facile de calculer les débits massiques et volumiques aspirés par ce compresseur dans les conditions de fonctionnement fixées.

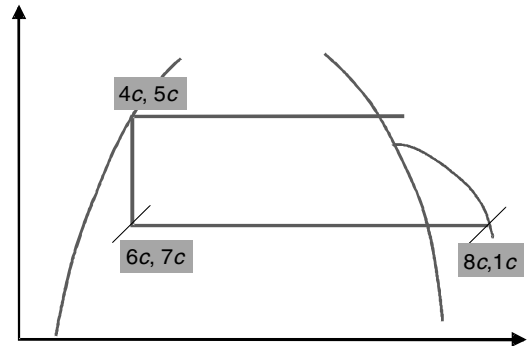


Figure 6.2 – Points caractéristiques d'un cycle constructeur.

Exemple

À partir du tableau 6.1, on veut connaître le rendement volumétrique du compresseur pour une température de saturation de -10 °C à l'aspiration et de $+40\text{ °C}$ au refoulement, le fluide frigorigène utilisé étant du R-134a.

D'après le tableau 6.1, pour ces pressions de fonctionnement, et avec une température d'aspiration de 25 °C , le compresseur permet de produire une puissance frigorifique de $14,59\text{ kW}$. Les coordonnées du cycle constructeur (déduites d'un diagramme ou d'un logiciel) sont indiquées dans le tableau 6.2.

On déduit le débit masse et le débit volumique aspirés par le compresseur dans le cycle constructeur :

$$\dot{m}_{\text{asp},c} = \frac{14,59}{274,5 - 108,3} = 0,088 \text{ kg/s}$$

$$\dot{V}_{\text{asp},c} = \dot{m}_{\text{asp},c} v_{1,c} = 0,088 \times 116,1 = 10,2 \text{ d m}^3 / \text{s}$$

soit $36,2 \text{ m}^3/\text{h}$.

Il suffit de diviser par le volume balayé $36,2$ pour obtenir la valeur du rendement volumétrique.

Tableau 6.1 – Puissances frigorifiques (kW) d'un compresseur (données constructeur) en fonction des températures de saturation à l'aspiration et au refoulement, et pour les conditions générales suivantes : fluide : R-134a ; température des gaz aspirés $+25\text{ °C}$; pas de sous-refroidissement du liquide avant détente.

	$T_0\text{ (°C)}$								
$T_c\text{ (°C)}$	12,5	10	7	5	0	-5	-10	-15	-20
30	44,16	40,2	35,78	33,04	26,86	21,54	17,01	13,17	9,94
40	38,90	35,34	31,38	28,94	23,40	18,64	14,59	11,16	8,27
50	33,40	30,30	26,86	24,72	19,92	15,80	12,29	9,3	6,75

Certaines documentations indiquent en plus une correction à apporter aux puissances frigorifiques indiquées en fonction de la température réelle à l'aspiration du compresseur, comme indiqué dans le tableau 6.3.

La puissance frigorifique du compresseur est égale à $\dot{Q}_0(\theta_1) = \dot{Q}_0(25) \left(1 - \text{Corr} \cdot \frac{25 - \theta_1}{100} \right)$.

Tableau 6.2 – Coordonnées thermodynamiques du cycle constructeur.

	1 _c , 8 _c	2 _{is,c} , 3 _c	4 _c , 5 _c	6 _c , 7 _c
<i>p</i> (bar)	2,01	10,17	10,17	2,01
<i>t</i> _{sat} (°C)	– 10,0	40,0	40	– 10
<i>t</i> (°C)	25,0	80,2	40	– 10
<i>h</i> (kJ/kg)	274,5	314,3	108,3	108,3
<i>s</i> (kJ/kg.K)	1,045	1,045	0,395	
<i>v</i> (l/kg)	116,10	24,95	0,87	

Tableau 6.3 – Corrections sur la puissance frigorifique en fonction de la température des gaz aspirés.

	<i>T</i> ₀ (°C)							
<i>T</i> _c (°C)	12,5	10	5	0	– 5	– 10	– 15	– 20
30	– 0,077	– 0,070	– 0,057	– 0,047	– 0,037	– 0,029	– 0,021	– 0,013
40	– 0,042	– 0,035	– 0,022	– 0,012	– 0,002	0,008	0,017	0,026
50	0,003	0,090	0,022	0,033	0,044	0,054		

Exemple

Dans l'exemple précédent, en admettant en réalité une surchauffe de 8 °C à l'aspiration du compresseur, les coordonnées des vapeurs à l'aspiration du compresseur (point 1) sont notées dans le tableau 6.4. On peut calculer la puissance frigorifique ainsi que les débits massique et volumique aspirés par le compresseur dans ses conditions réelles d'utilisation :

$\dot{Q}_0 = 14,59 \times \left(1 - 0,008 \times \frac{25 - (-2)}{100} \right) = 14,56 \text{ kW}$

En maintenant un sous-refroidissement nul du liquide avant détente (cycle constructeur), on obtient :

$\dot{m} = \frac{14,56}{251,3 - 108,3} = 101,8 \text{ g/s}$

$\dot{V}_{asp} = 0,1018 \times 103,5 = 10,5 \text{ dm}^3/\text{s}$

soit 37,8 m³/h.

Tableau 6.4 – Coordonnées thermodynamiques des vapeurs à l'aspiration du compresseur dans le cycle utilisateur (voir tableau 6.2).

	<i>p</i> (bar)	<i>t</i> _{sat} (°C)	<i>t</i> (°C)	<i>h</i> (kJ/kg)	<i>s</i> (kJ/kg.K)	<i>v</i> (l/kg)
<i>p</i> (bar)	2,01	– 10,0	– 2,0	251,3	0,963	103,5

On peut constater sur cet exemple particulier que le débit volumique aspiré ne varie pas beaucoup avec la surchauffe à l'aspiration du compresseur, puisqu'il n'augmente que de 2,5 % lorsque la surchauffe diminue de 35 °C à 8 °C !

Remarques

Les constructeurs indiquent de plus en plus souvent les puissances frigorifiques avec une surchauffe aspiration constante. Dans ce cas, seul l'établissement du cycle constructeur est différent. Le raisonnement précédent s'applique ensuite intégralement. Certaines documentations indiquent directement le débit massique de vapeurs aspirées par le compresseur. Les températures d'évaporation et de condensation indiquées dans les tableaux ou abaques des constructeurs sont en fait les températures de saturation aux bornes du compresseur. Ainsi, dans les deux cycles représentés par la figure 6.3, le compresseur a le même régime de fonctionnement.

Il existe deux cycles constructeur normalisés :

Conditions ISO :

- surchauffe des vapeurs aspirées : 10 K
- sous-refroidissement du liquide avant détente : 0 K

Conditions ARI :

- surchauffe des vapeurs aspirées : 11,1 K (soit 20 °F)
- sous-refroidissement du liquide avant détente : 8,33 K (15 °F)

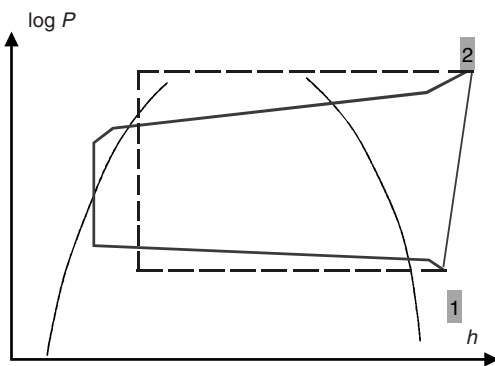


Figure 6.3 – Régime de fonctionnement du compresseur : dans les deux cycles, le compresseur possède le même point de fonctionnement ; le débit massique et volumique de vapeurs aspirées est donc constant, mais la puissance frigorifique est plus faible pour le cycle en pointillés.

☐ Utilisation d'un logiciel de sélection fourni par le constructeur

Les logiciels fournis par les constructeurs permettent de sélectionner directement un compresseur à partir du cahier des charges réelles ; la détermination du rendement volumétrique n'est donc pas nécessaire. Il peut néanmoins être effectué en appliquant la démarche qui vient d'être exposée.

☐ Détermination expérimentale du rendement volumétrique d'un compresseur

Les installations sont très rarement pourvues de débitmètre pour le fluide frigorigène. Pour déterminer le rendement volumétrique d'un compresseur (ou le débit volumique de vapeurs aspirées) dans une installation existante, il faut effectuer un bilan d'énergie sur le condenseur ou sur l'évaporateur, et mesurer les conditions d'entrée et de sortie du fluide secondaire, ainsi que le débit. On déduit facilement le débit massique de fluide frigorigène, et connaissant la pression et la température au niveau de la vanne d'aspiration du compresseur, on détermine le débit volumique de vapeurs aspirées, puis le rendement volumétrique.

6.2.2 Rendement effectif

Si le compresseur était parfait (compression isentropique), toute l'énergie reçue par son arbre serait intégralement transmise en tant qu'énergie mécanique (travail contre les forces de pression) à l'unité de masse de vapeurs aspirées. En réalité, les pertes liées au fonctionnement d'un compresseur réel font qu'une partie de la puissance effectivement fournie à l'arbre, $\dot{w}_{\text{eff}}$, est dégradée en chaleur : le fluide ne reçoit qu'une partie $\dot{w}_p$ de la puissance effective, dont seule une partie $\dot{w}_{is}$ correspond à la compression isentropique idéale. L'objet des rendements introduits est de relier ces différentes puissances.

Pour amener l'unité de masse de vapeurs de l'aspiration, point (p_1, θ_1) jusqu'au refoulement à la pression p_2 , il faudra fournir une puissance $\dot{w}_{\text{eff}}$ à l'arbre du compresseur. Si le compresseur était parfait, il suffirait de fournir l'énergie $\dot{w}_{is}$. Le rendement effectif est donné par le « rapport entre le travail absorbé pour déplacer et comprimer l'unité de masse de frigorigène dans un compresseur parfait et le travail absorbé, par unité de masse de frigorigène, sur l'arbre d'un compresseur réel » (d'après le *Dictionnaire du Froid*). Ce rendement permet donc de comparer l'énergie fournie effectivement à celle que l'on fournirait au compresseur de référence consistant en un compresseur parfait sans espace mort de même volume balayé, et dans les conditions de pression et de température mesurées à la vanne d'aspiration. Il est très important de bien souligner que l'on compare des *énergies massiques* : en effet, le compresseur parfait n'étant, par définition, le siège d'aucune dissipation, l'énergie massique reçue par le compresseur, $\dot{w}_{is}$, est naturellement inférieure à celle, $\dot{w}_{\text{eff}}$, reçue par un compresseur réel.

Le rendement effectif défini par :

$$\eta_{\text{eff}} = \frac{\dot{w}_{is}}{\dot{w}_{\text{arbre}}} = \frac{w_{is}}{w_{\text{arbre}}} = \frac{w_{is}}{w_{\text{eff}}} \quad (6.4)$$

représente le rapport entre la puissance mécanique nécessaire pour une compression isentropique et celle pour une compression réelle

pour un débit massique unitaire. Il permet d'évaluer l'ensemble des pertes d'énergie au sein du compresseur. En remarquant que

$w_{is} = (h_{2is} - h_1)$ et en écrivant $w_{\text{eff}} = \frac{\dot{W}_{\text{eff}}}{\dot{m}}$, on obtient :

$$\eta_{\text{eff}} = \frac{\dot{w}_{is}}{\dot{w}_{\text{eff}}} = \frac{\dot{m}(h_{2is} - h_1)}{\dot{W}_{\text{eff}}} \quad (6.5)$$

où $\dot{m}$ représente le débit massique de fluide frigorigène traité par le compresseur réel.

La puissance effective fournie sur l'arbre du compresseur est donnée dans la documentation des constructeurs (dans le cas de compresseurs ouverts), quant à la puissance nécessaire pour la compression isentropique, elle s'obtient à partir de l'enthalpie des points du « cycle constructeur » en sortie et en entrée du compresseur.

Dans le cas des compresseurs ouverts, le rendement effectif s'obtient directement à partir des données constructeurs. En revanche, dans le cas de compresseurs hermétiques ou semi-hermétiques, cette information sur le rendement effectif n'est pas disponible.

Exemple : compresseur Bitzer W2NA piston ouvert

Volume balayé (50 Hz, 1 450 t/min) : 28 m³/h
 $T_{\text{ev}} = 0^\circ\text{C}$; $T_{\text{cond}} = 50^\circ\text{C}$; surchauffe 10 °C (100 % utile) ; pas de sous-refroidissement.

Fluide R-717 (ammoniac)

Points du « cycle constructeur » :

$T_{\text{ev}} = 0^\circ\text{C}$ et 10 °C surchauffe : $h = 1787$ kJ/kg

$T_{\text{cond}} = 50^\circ\text{C}$, pas de sous-refroidissement :

$h = 734,56$ kJ/kg

$\Delta h_{\text{ev}} = 1787 - 734,56$ kJ/kg = 1 052,44 kJ/kg

Puissance frigorifique (donnée constructeur) : 22,2 kW

On en déduit le débit massique aspiré :

$$\dot{m}_{\text{asp}} = \frac{22,2 \text{ kW}}{1052,44 \text{ kJ/kg}} = 0,02109 \text{ kg/s}$$

Avec un volume massique de vapeur de 303,0 dm³/kg à l'aspiration ($T_{\text{sat}} = 0^\circ\text{C}$ et 10 °C de surchauffe), on obtient :

$$\dot{V}_{\text{asp}} = \dot{m}_{\text{asp}} v''_{\text{asp}} = 0,02109 \times 0,303 \times 3600 = 23 \text{ m}^3/\text{h}$$

Le rendement volumétrique est donc égal à :

$$\eta_v = \frac{23}{28} = 0,82$$

Pour ce même compresseur, la documentation constructeur nous donne : $\dot{W}_{\text{arbre}} = 6,50$ kW, et le point de refoulement isentropique est donné par un logiciel (ref-prop, par exemple). À l'aspiration, on a déjà obtenu $h_1 = 1787$ kJ/kg et au refoulement isentropique, le logiciel donne $T_{2is} = 129,07^\circ\text{C}$ et $h_{2is} = 2028,63$ kJ/kg, soit un $w_{is} = \Delta h_{is} = 241,63$ kJ/kg au travers du compresseur. Le débit aspiré étant de 0,02109 kg/s, la relation (6.4) permet de déterminer la valeur du rendement effectif :

$$\eta_{\text{eff}} = \frac{0,02109 \times 241,63}{6,50} = \frac{5,09}{6,50} = 0,784$$

La valeur du rendement effectif obtenue pour le « cycle constructeur » sera supposée la même pour un cycle réel de l'utilisateur dans les mêmes conditions de pression. Ce rendement effectif nous permet d'introduire un COP effectif, COP_{eff} , donné par :

$$\text{COP}_{\text{eff}} = \frac{\dot{q}_0}{\dot{w}_{\text{arbre}}} = \frac{\Delta h_{\text{ev}}}{w_{is}} \frac{w_{is}}{\dot{w}_{\text{arbre}}} = \eta_{\text{eff}} \text{COP}_{is} \quad (6.6)$$

Ce COP effectif correspond à celui fourni dans les documentations de constructeurs de compresseurs ouverts qui donnent le rapport entre la puissance frigorifique et la puissance absorbée. Si on limite le système étudié au seul circuit frigorifique, il correspond également au coefficient de performance défini dans le *Dictionnaire du Froid* comme le « rapport de la puissance frigorifique à la puissance absorbée, les deux grandeurs étant exprimées dans les mêmes unités ». Dans la pratique, la puissance absorbée par une installation est la puissance électrique totale (celle fournie, non seulement au moteur d'entraînement du compresseur, mais aussi aux organes annexes tels que pompes de circulation, ventilateurs, résistances électriques, télécommande...). Le COP effectif réel d'une installation frigorifique est donc plus faible que celui donné par la relation (6.6).

■ Rendements électrique et de transmission

Le rendement électrique du moteur est le rapport entre la puissance mécanique transmise à l'arbre et la puissance électrique absorbée par le moteur :

$$\eta_{el} = \frac{\dot{w}_{arbre}}{\dot{w}_{el}} = \frac{\dot{w}_{eff}}{\dot{w}_{el}} \quad (6.7)$$

On en déduit, pour des conditions opératoires données, un COP global du moto-compresseur qui est le rapport entre la puissance frigorifique fournie et la puissance électrique consommée :

$$\begin{aligned} \text{COP}_g &= \frac{\dot{q}_{ev}}{\dot{w}_{el}} \\ &= \frac{\Delta h_{ev}}{\dot{w}_{is}} \frac{\dot{w}_{is}}{\dot{w}_{arbre}^c} \frac{\dot{w}_{arbre}^c}{\dot{w}_{arbre}^m} \frac{\dot{w}_{arbre}^m}{\dot{w}_{el}} \\ &= \eta_{el} \eta_t \eta_{eff} \text{COP}_{is} \end{aligned}$$

où $\dot{w}_{arbre}^c$ est la puissance transmise à la courroie et $\dot{w}_{arbre}^m$ est la puissance effective transmise à l'arbre. Le rendement de transmission électrique est défini par :

$$\eta_t = \frac{\dot{w}_{arbre}^c}{\dot{w}_{arbre}^m} \quad (6.8)$$

Dans le cas d'un compresseur ouvert à accouplement direct, le rendement de transmission est égal à 1. En revanche, pour un compresseur à accouplement indirect (*via* une courroie), il faut déterminer sa valeur lors de la sélection des poulies et courroies.

■ Rendement global

Le COP global présenté plus haut est le rapport entre la puissance frigorifique et la puissance électrique consommée au compteur (hors équipements annexes), et le rendement global est le rapport entre le COP global et le COP isentropique :

$$\text{COP}_g = \frac{\dot{q}_{ev}}{\dot{w}_{el}} \quad \eta_g = \frac{\text{COP}_g}{\text{COP}_{is}} = \eta_{el} \eta_t \eta_{eff} \quad (6.9)$$

Ce rendement n'est autre que le produit des rendements introduits précédemment :

$$\eta_g = \eta_{el} \eta_t \eta_{eff}$$

Dans le cas des compresseurs ouverts, les rendements intermédiaires (η_{el} , η_t et η_{eff}) peuvent être obtenus à partir de documentations tech-

niques et l'on peut en déduire le rendement global. En revanche, en ce qui concerne les compresseurs hermétiques ou semi-hermétiques, seuls le rendement global et le rendement volumétrique peuvent être obtenus à partir de documentations techniques mais les trois rendements intermédiaires (η_{el} , η_t et η_{eff}) ne sont pas accessibles. Dans ce cas, on assimile le rendement global au rendement effectif. Puisque la transmission est directe, cela revient à calculer globalement le rendement effectif du moto-compresseur.

Les rendements introduits plus haut, qui peuvent être déduits des documentations techniques, procurent les informations nécessaires pour déterminer la puissance frigorifique et le COP global du compresseur fonctionnant dans les conditions opératoires imposées. Mais ces rendements ne suffisent pas pour déterminer le bilan énergétique du compresseur ni la température de refoulement. C'est pourquoi d'autres rendements sont utilisés lorsqu'on souhaite effectuer un bilan énergétique du compresseur ou connaître la température de refoulement. Le problème est que ces autres rendements ne sont pas accessibles à partir des documentations techniques, ils imposent des mesures complémentaires.

■ Rendement mécanique

Le rendement mécanique η_m pour un compresseur est défini dans le *Dictionnaire du Froid* comme le « rapport du travail indiqué au travail effectif, par unité de masse de fluide frigorigène ». Il compare l'énergie mécanique massique w_p réellement transmise par le piston à l'unité de masse de vapeurs aspirées et l'énergie massique w_{eff} effectivement reçue sur l'arbre du compresseur :

$$\eta_m = \frac{w_p}{w_{arbre}} = \frac{w_p}{w_{eff}} \quad (6.10)$$

Ce rendement mécanique n'est généralement pas directement accessible. La seule façon de le connaître est de mesurer le diagramme (P, V) du fluide dans le compresseur.

■ Rendement indiqué

Le rendement indiqué η_i est défini dans le *Dictionnaire du Froid* comme le « rapport du travail absorbé pour comprimer l'unité de masse du frigorigène dans un compresseur au travail absorbé pour comprimer la même masse dans un compresseur idéal (fonctionnant isentropiquement) ». Il compare la puissance transmise par le piston à l'unité de masse de fluide dans le cas d'un compresseur idéal et d'un compresseur réel (dans les deux cas, il s'agit du travail contre les forces de pression par unité de masse de vapeurs aspirées). Le travail de compression isentropique est facilement obtenu à partir des diagrammes ou logiciels. Pour obtenir la puissance transmise par le piston à l'unité de masse de fluide, il est indispensable de connaître le diagramme (P, V) du fluide dans le compresseur, longtemps obtenu grâce à l'utilisation d'un appareil appelé « indicateur de Watt ». Selon les auteurs, ce diagramme peut s'appeler : diagramme indicateur, diagramme indiqué, diagramme de Clapeyron ou encore diagramme (P, V) tout simplement.

$$\eta_i = \frac{w_{is}}{w_p}$$

Un exemple de diagramme indiqué expérimentalement obtenu avec l'ammoniac sur un compresseur à pistons ouvert de type a été présenté sur la figure 5.21. Les rendements indiqué, mécanique et effectif sont liés par la relation suivante :

$$\eta_i = \frac{w_{is}}{w_p} = \frac{w_{is}}{w_{arbre}} \frac{w_{arbre}}{w_p} = \frac{\eta_{eff}}{\eta_m}$$

■ Récapitulatif : signification physique des rendements énergétiques

La figure 6.4 schématise les flux d'énergie massique au sein d'un compresseur réel (partie supérieure) ou parfait (partie inférieure). Ces compresseurs reçoivent les énergies massiques w_{eff} et w_{is} sur leur arbre (partie gauche). Pour le compresseur parfait, cette énergie est intégralement transmise sous forme d'énergie mécanique au fluide (les trois rendements sont égaux à 1). Dans le compresseur réel, le fluide

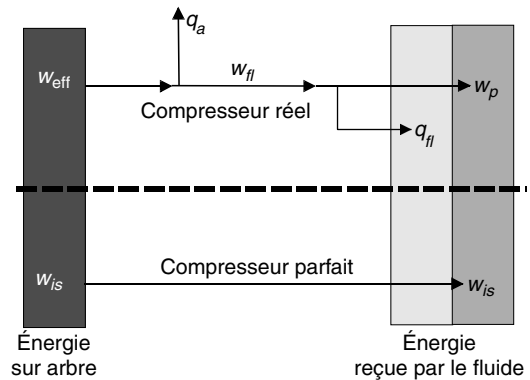


Figure 6.4 – Répartition de l'énergie transmise à l'arbre d'un compresseur réel ou d'un compresseur parfait.

reçoit une énergie w_{fl} inférieure à celle, w_{eff} transmise à l'arbre du compresseur. Cette énergie est elle-même décomposée en chaleur q_{fl} et en énergie mécanique w_p finalement transmise aux vapeurs.

La signification des rendements d'un compresseur est alors la suivante.

- Pour comprimer une masse unitaire de vapeurs d'un point 1 jusqu'à une pression p_2 , il faut fournir une énergie minimale w_{is} à un compresseur parfait, et une énergie plus importante, w_{eff} , sur l'arbre d'un compresseur réel. Le rendement effectif $\eta_{eff} = \frac{w_{is}}{w_{eff}}$ permet de comparer ces deux énergies. Ce rendement fait appel à une compression de référence (isentropique). En toute rigueur, on doit parler de « rendement effectif par rapport à la compression isentropique ».
- Dans un compresseur réel, l'unité de masse de vapeurs reçoit l'énergie mécanique w_p . Pour réaliser la même transformation, dans un compresseur parfait, elle reçoit une énergie mécanique w_{is} inférieure. Le rendement indiqué $\eta_i = \frac{w_{is}}{w_p}$ permet de comparer ces deux « énergies utiles ». Comme pour le rendement effectif, on devrait parler de « rendement indiqué par rapport à la compression isentropique ».

– Enfin, le rendement mécanique $\eta_m = \frac{w_p}{w_{\text{eff}}}$ permet de comparer l'énergie mécanique effectivement reçue par une masse unitaire de vapeurs (énergie utile), à celle fournie sur l'arbre d'un compresseur réel. Ce rendement ne dépend que du compresseur étudié.

■ Indicateur isentropique

Dans le cas d'une compression adiabatique, il est courant de définir le rendement isentropique :

$$\eta_{is} = \frac{\Delta h_{is}}{\Delta h_{\text{réel}}} \quad (6.11)$$

Ce rendement est toujours inférieur à 1 si la compression est adiabatique. Par analogie, dans le cas d'une compression non adiabatique, on définit un indicateur isentropique. Cet indicateur compare l'énergie totale reçue par l'unité de masse de fluide pour un compresseur parfait et pour le compresseur réel. En pratique, sa valeur est donnée par le rapport entre d'une part la variation d'enthalpie correspondant à une compression isentropique entre la sortie et l'entrée du compresseur et d'autre part, la variation réelle d'enthalpie :

$$I_{is} = \frac{\Delta h_{is}}{\Delta h_{\text{réel}}} \quad (6.12)$$

Cet indicateur est précieux, lorsqu'il est correctement utilisé, car il permet d'accéder à l'état du fluide au refoulement. Malheureusement, cette information n'est pas directement accessible à partir des documentations techniques. Pour l'obtenir, il faut mesurer les propriétés du fluide à l'aspiration et au refoulement. Par ailleurs, pour bien interpréter cet indicateur isentropique, il faut analyser le bilan énergétique sur le fluide, compte tenu du fait que la variation d'enthalpie du fluide est la somme du travail de compression et de la chaleur échangée :

$$\Delta h_{\text{réel}} = w_p + q_{fl}$$

par ailleurs, $\Delta h_{is} = w_{is}$, si bien que l'on obtient :

$$I_{is} = \frac{w_{is}}{w_p + q_{fl}}$$

On a toujours $w_p > w_{is}$ mais on peut éventuellement avoir $\Delta h_{\text{réel}} < \Delta h_{is}$ suivant le signe de q_{fl} . Si $q_{fl} = 0$ ceci conduit toujours à $I_{is} = \eta_{is} < 1$. Dans le cas où le fluide n'échange pas de chaleur avec son environnement (cas « fluide adiabatique »), l'indicateur isentropique est le rendement isentropique. Dans le cas réel d'un compresseur non adiabatique, le résultat dépendra du signe de q_{fl} . Si $q_{fl} < 0$ (compresseur refroidi), on peut très bien obtenir $I_{is} > 1$, ce qui peut surprendre mais ne doit pas choquer et doit toujours être interprété, lorsque cela se présente, comme un signe de refroidissement important du compresseur. Quel est le sens physique de q_{fl} ? q_{fl} est le résultat de deux apports : la dissipation provenant du rendement mécanique du compresseur et le refroidissement dû à la circulation d'huile et au refroidissement éventuel du fluide au contact de la culasse.

Comment relier l'indicateur isentropique au COP ? Nous allons considérer deux cas : un « fluide échangeant de la chaleur avec son environnement » et un « fluide adiabatique ». Si le fluide échange de la chaleur avec son environnement (apports positifs dus au rendement mécanique ; apports négatifs dus aux pertes, à la circulation d'huile ou par refroidissement au contact des culasses), les COP effectif et global s'écrivent :

$$\begin{cases} \text{COP}_{\text{eff}} = \left(\eta_m + \frac{q_{fl}}{w_{\text{arbre}}} \right) I_{is} \text{COP}_{is} \\ \text{COP}_g = \left(\eta_m + \frac{q_{fl}}{w_{\text{arbre}}} \right) I_{is} \eta_l \eta_{el} \text{COP}_{is} \end{cases}$$

Pour un « fluide adiabatique », $q_{fl} = 0$ et $I_{is} = \eta_{is}$. Les COP effectif et global s'écrivent plus simplement :

$$\text{Fluide adiabatique} \quad \begin{cases} \text{COP}_{\text{eff}} = \eta_m \eta_{is} \text{COP}_{is} \\ \text{COP}_g = \eta_m \eta_l \eta_{el} \eta_{is} \text{COP}_{is} \end{cases}$$

L'intérêt de l'utilisation du rendement isentropique est donc évident pour un fluide adiabatique.

■ Bilan énergétique global

À l'aide des rendements définis précédemment, le bilan enthalpique sur le fluide entre l'entrée et la sortie dans le compresseur, $\Delta h_{fl} = h_2 - h_1$ introduit au début de ce chapitre a donné :

$$\underbrace{w_{\text{eff}}}_{+} + \underbrace{h_1 - h_2}_{-} + \underbrace{q_a}_{-} = 0$$

$$\underbrace{h_2 - h_1}_{+} = \underbrace{w_p}_{+} + \underbrace{q_{fl}}_{+}$$

Combinant les équations et tenant compte de $\eta_m w_{\text{eff}} = w_p$ donne :

$$\underbrace{h_2 - h_1}_{+} = \underbrace{\eta_m w_{\text{eff}}}_{+} + \underbrace{q_{fl}}_{+} = \underbrace{w_{\text{eff}}}_{+} + \underbrace{q_a}_{-}$$

$$q_{fl} - q_a = (1 - \eta_m) w_{\text{eff}}$$

$$\underbrace{q_{fl}}_{+ \text{ ou } -} = \underbrace{q_a}_{-} + \underbrace{(1 - \eta_m) w_{\text{eff}}}_{+}$$

La chaleur dissipée par le compresseur $(1 - \eta_m) w_{\text{eff}}$ est transmise au fluide et/ou à l'environnement suivant l'efficacité du refroidissement du compresseur.

Si le compresseur est non refroidi et que les pertes sont négligeables, $q_a = 0$, alors l'énergie $(1 - \eta_m) w_{\text{eff}}$ est purement et simplement transmise au fluide sous forme de quantité de chaleur. Si le refroidissement du compresseur est intense, alors q_{fl} peut prendre des valeurs négatives, et la température au refoulement peut être inférieure à la température de refoulement isentropique.

6.3 Étude des variations du rendement volumétrique

Pour un compresseur parfait avec espace mort, l'expression du rendement volumétrique montre que ce dernier dépend du taux de compression, du taux d'espace mort et du rapport γ , donc du régime de fonctionnement, des caractéristiques constructives du compresseur et du fluide frigorigène. Pour un compresseur réel, ces paramètres jouent un rôle prépondérant, mais le rendement volumétrique dépend aussi plus ou moins étroitement d'autres facteurs.

Pour le régime de fonctionnement, il faut aussi tenir compte :

- de la surchauffe des vapeurs à l'aspiration ;
 - du niveau de la température d'évaporation.
- Pour le compresseur, outre le taux d'espace mort, on trouve :
- la section des tubulures et des clapets, et la qualité de l'usinage ;
 - les fuites internes dues aux clapets et aux segments d'étanchéité ;
 - la vitesse de rotation ;
 - la qualité du refroidissement ;
 - les propriétés du lubrifiant utilisé et son comportement avec le frigorigène ;
 - la teneur en huile du fluide à l'aspiration.

Pour le fluide frigorigène, outre le rapport c_p/c_v , on trouve :

- la viscosité (chutes de pression) ;
- les propriétés d'échange thermique.

Pour mettre en évidence l'influence de ces propriétés, on étudie le comportement des rendements lorsque chacun de ces paramètres varie, tous les autres étant supposés constants.

6.3.1 Régime de fonctionnement

■ Taux de compression du cycle frigorifique

Ce paramètre reste la principale cause de variation du rendement volumétrique d'un compresseur à pistons.

η_v diminue toujours si le taux de compression augmente. La raison est l'allongement de la course de détente qui provoque une diminution du volume de vapeurs aspirées pour chaque tour de vilebrequin. Le rendement volumétrique diminue plus vite si on abaisse la pression d'évaporation que si on augmente celle de condensation (car le taux de compression est plus sensible à la pression d'évaporation).

Or, pour des conditions opératoires de température données, le taux de compression dépend du fluide. Dans le chapitre 3, nous avons vu qu'en supposant que la vapeur se comporte comme un gaz parfait, nous obtenions une relation reliant le taux de compression et la chaleur latente molaire :

$$\ln \tau = \frac{LM}{R} \frac{T_c - T_0}{T_0 T_c}$$

où R est la constante des gaz parfaits, M est la masse molaire du fluide frigorigène et L la chaleur latente de vaporisation. D'après cette corrélation, pour des conditions de température de fonctionnement données, le taux de compression dépendra du rapport LM/R du fluide, c'est-à-dire de la chaleur latente molaire du fluide frigorigène. C'est ainsi que *plus la chaleur latente molaire du fluide est élevée, plus le taux de compression est élevé et donc plus le rendement volumétrique du compresseur sera faible*.

■ Surchauffe des vapeurs à l'aspiration

Ce paramètre joue un rôle négligeable dans le cas d'un compresseur parfait avec espace mort. Dans la réalité, le fluide à l'aspiration du compresseur contient des gouttes de liquide en suspension, d'autant plus importantes et nombreuses que l'on est proche de la saturation. Ces gouttes s'évaporent dans le compresseur, et la diminution du rendement volumétrique qui s'ensuit peut ne pas être négligeable du tout. Si la surchauffe augmente, la teneur en liquide diminue ; on considère qu'à partir de 20 K environ de surchauffe à l'aspiration, le taux de liquide est nul : le rendement volumétrique ne varie plus que sous l'effet des modifications des échanges thermiques fluide/compresseur.

Les graphiques de la figure 6.5 illustrent l'évolution du rendement volumétrique d'un compresseur à pistons avec la surchauffe des vapeurs aspirées. Ils sont déduits de données catalogues d'une machine semi-hermétique fonctionnant avec du R-22 (en haut : variations du rendement volumétrique, en bas : variation relative, la valeur de référence correspondant à une température à l'aspiration de 25 °C).

Comme on peut le constater, la variation relative du rendement volumétrique peut atteindre 20 %, par rapport au régime nominal indiqué dans les catalogues. Elle est d'autant plus rapide que la température d'évaporation est plus basse et celle de condensation plus élevée. Cependant, on n'a absolument pas intérêt à travailler avec des surchauffes à l'aspiration trop élevées (risque de détérioration de l'huile et du compresseur dû à une température de refoulement trop forte) ; en règle générale, on

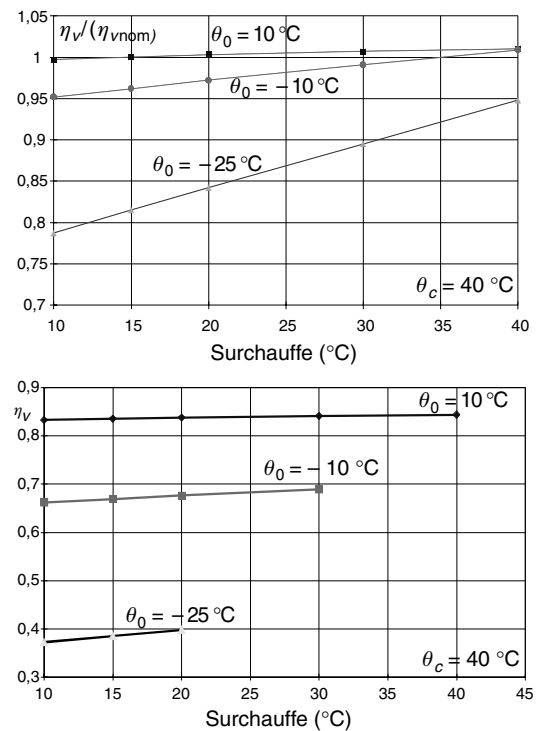


Figure 6.5 – Évolution du rendement volumétrique d'un compresseur à pistons avec la surchauffe à l'aspiration.

admet une surchauffe d'environ 10 °C à l'aspiration du compresseur.

■ Température d'évaporation

La surchauffe des vapeurs à l'aspiration étant maintenue dans des limites relativement étroites, c'est la température d'évaporation qui fixe la différence de température entre le fluide frigorigène et le compresseur. Si elle diminue, à surchauffe et taux de compression constants, l'échauffement des vapeurs aspirées est plus important, et le rendement volumétrique devrait diminuer. Cependant, on verra (§ 6.3.2) que le niveau de la température d'évaporation a une forte influence sur l'importance des fuites internes (segments et clapets). C'est ce critère qui détermine le plus souvent l'évolution du rendement volumétrique avec la température d'évaporation.

■ Fluide frigorigène

L'influence de chacune des propriétés thermophysiques du fluide frigorigène sur le rendement volumétrique est difficilement identifiable.

□ Valeur de γ

Pour un compresseur parfait avec espace mort, le rendement volumétrique augmente avec γ , car la course de détente diminue et celle d'aspiration augmente. Pour un compresseur réel, la situation est plus complexe. En effet, un fluide dont la valeur de γ est importante subit un échauffement plus fort au cours de la compression : la température du compresseur s'élève. L'échauffement des vapeurs pendant la phase d'aspiration s'accroît, et ce d'autant plus que le c_p du fluide est faible. Il est donc difficile de prévoir l'importance relative des deux phénomènes, comme le montre la figure 6.6, déduite de données constructeur.

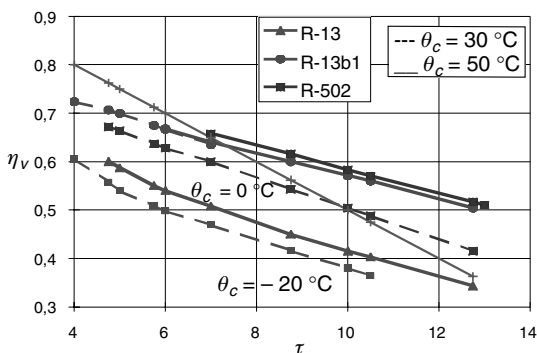


Figure 6.6 – Évolution du rendement volumétrique avec le taux de compression, pour un compresseur utilisé avec trois fluides différents.

□ Viscosité

Les chutes de pression dues à l'écoulement d'un fluide augmentent avec sa viscosité. Les pertes de charge internes (vannes, tubulures, clapets) étant plus importantes, la pression dans le cylindre à laquelle s'ouvre le clapet d'aspiration diminue : la course de détente augmente, et le rendement volumétrique

devrait donc diminuer. La viscosité des trois fluides de la figure 6.6 est du même ordre de grandeur. On peut donc déduire que ce paramètre n'a pas une influence prépondérante sur le rendement volumétrique, dans l'exemple présenté.

□ Propriétés d'échange thermique

Si le coefficient d'échange thermique du fluide frigorigène est élevé, l'échauffement des vapeurs entre la vanne d'aspiration et le cylindre est plus important. Pour un régime de fonctionnement donné, le rendement volumétrique diminue, et ce d'autant plus que la différence de température est élevée. On constate cette diminution dans la figure 6.6, où les températures d'évaporation du R-13 sont beaucoup plus basses que celles des deux autres fluides.

6.3.2 Compresseur

■ Taux d'espace mort

Le taux d'espace mort reste très nuisible pour le rendement volumétrique d'un compresseur réel, car plus la masse de vapeurs restant dans le cylindre au point mort haut est importante, plus la course de détente du piston est longue. En principe, le taux d'espace mort est essentiellement déterminé par la levée des clapets.

■ Section des tubulures et des clapets et qualité de l'usinage

Pour un débit massique de frigorigène donné, plus les clapets sont petits, plus les chutes de pression subies par le fluide à leur passage sont fortes, mais aussi, en cas de non-étanchéité, plus les fuites sont faibles. Le choix de la section de passage résulte donc d'un compromis entre ces deux critères. On tient compte aussi des efforts transmis à l'embellage, qui augmentent avec l'alésage et le différentiel de pression ($p_{\text{ref}} - p_{\text{asp}}$).

Par ailleurs, la chute de pression subie par le fluide est plus faible si les tubulures internes ont un diamètre important, et si la rugosité des parois du compresseur diminue. Enfin, si les

clapets sont rigides, le retard à l'ouverture augmente, ce qui diminue le rendement volumétrique.

Les compresseurs destinés à la climatisation et à la réfrigération positive travaillent sous des pressions d'aspiration plutôt « hautes » ; le rendement volumétrique ainsi que les débits volumiques aspirés sont importants. Le différentiel de pression étant faible, on peut utiliser de grands alésages sans que l'effort transmis à l'embellage ne devienne trop fort. Le nombre de cylindres nécessaires reste limité (bonne compacité du compresseur), et les sections de passage des clapets et des tubulures internes sont assez importantes pour que les chutes de pressions soient acceptables. En revanche, les clapets seront moins bien plaqués sur leur siège pendant leur fermeture, et les fuites s'établiront d'autant plus facilement que ces derniers sont de grande dimension. Pour éviter cet inconvénient, on met en œuvre des dispositifs d'aide à la fermeture (ressort de rappel...) qui peuvent par contre provoquer une augmentation du retard à l'ouverture, d'autant plus marquée que la pression d'aspiration sera plus basse.

■ Fuites internes

Les clapets sont en principe spécialement adaptés au domaine d'utilisation du compresseur, comme on vient de le voir ; lorsque la section de passage est importante, leur étanchéité peut être mauvaise pour les pressions d'aspiration les plus élevées : l'augmentation du rendement volumétrique avec la diminution du taux de compression sera moins marquée dans le domaine des faibles valeurs.

Les segments d'étanchéité entre le piston et le cylindre sont aussi à l'origine de fuites internes. Celles-ci sont plus fortes si l'alésage est important ou si le différentiel de pression est élevé. Le rendement volumétrique d'un compresseur « haute » pression diminuera plus vite avec la pression d'évaporation que celui d'un compresseur « basse » pression.

Enfin, puisque l'importance des fuites internes dépend, pour un alésage donné, de la différence $\Delta p = (p_{\text{ref}} - p_{\text{asp}})$, le rendement volumétrique d'un compresseur peut varier

avec le niveau des températures de fonctionnement, à taux de compression constant. En effet, en écrivant Δp sous les formes : $p_{\text{asp}}(\tau - 1)$ ou $p_{\text{ref}}(1 - 1/\tau)$, on constate que cette différence augmente avec la pression d'aspiration ou de condensation, à taux constant. L'évolution du rendement volumétrique dépend alors des caractéristiques du compresseur ; ceux destinés aux pressions d'évaporation élevées voient leur rendement volumétrique diminuer si le niveau de température augmente (à cause de l'alésage important, les fuites par les segments deviennent prépondérantes). Les compresseurs destinés aux basses pressions verront une évolution contraire, car les fuites par les segments sont limitées par les faibles alésages, et de plus les clapets sont mieux plaqués sur leur siège.

La figure 6.7 permet d'illustrer ce comportement ; elle a été établie d'après les données constructeur. Elle représente l'évolution du rendement volumétrique de trois compresseurs en fonction du taux de compression, et pour deux températures de condensation différentes. Les conditions à l'aspiration sont identiques ; le fluide utilisé est du R-22. Deux compresseurs appartiennent à la même gamme de fabrication, le troisième appartient à une gamme de meilleures performances.

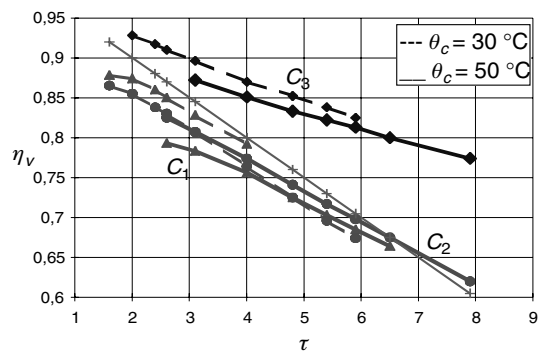


Figure 6.7 – Évolution du rendement volumétrique de trois compresseurs à pistons avec le taux de compression, pour deux températures de condensation (+30 °C et +50 °C).

Le compresseur C_1 (courbes avec des triangles) voit son rendement volumétrique diminuer si la température de condensation augmente à taux de compression constant : le différentiel de pression devenant plus important, l'étanchéité des clapets est améliorée, mais l'augmentation des fuites par les segments est prépondérante : l'alésage des cylindres doit être relativement fort, et le compresseur C_1 est un compresseur HP. Pour les plus faibles valeurs du taux de compression, on observe un comportement asymptotique du rendement volumétrique : les chutes de pression et les fuites par les clapets deviennent prépondérantes.

Le rendement volumétrique du compresseur C_2 est moins dépendant du niveau des températures de cycle ; cependant, au-delà de $\tau \sim 3$, il augmente avec la température de condensation. L'alésage est plus faible que celui du compresseur C_1 .

Le compresseur C_3 , de conception plus récente, a bénéficié d'améliorations technologiques permettant de réduire le taux d'espace mort, l'inertie des clapets et les fuites internes. On constate l'amélioration très nette du rendement volumétrique, quel que soit le régime de fonctionnement envisagé. La réduction du taux d'espace mort est mise en évidence par la variation plus faible du rendement volumétrique avec le taux de compression. η_v est meilleur pour des températures d'évaporation plus faibles : les fuites par les segments sont donc prépondérantes, il s'agit d'un compresseur HP, avec un alésage important. Notons encore le meilleur comportement sous les faibles taux de compression : les chutes de pression restent raisonnables, et l'étanchéité des clapets a été améliorée.

Enfin, la figure 6.8 permet de mettre en évidence l'importance des clapets : les deux compresseurs ont le même carter, donc le même alésage. Dans les deux cas, l'évolution avec la température de condensation est la même. Cependant, le comportement du compresseur C_2 , meilleur sous les faibles taux de compression, se dégrade plus vite par ailleurs. On peut penser que C_1 est équipé d'un dispositif d'aide à la fermeture des clapets, qui améliore leur étanchéité pour les faibles différentiels de pres-

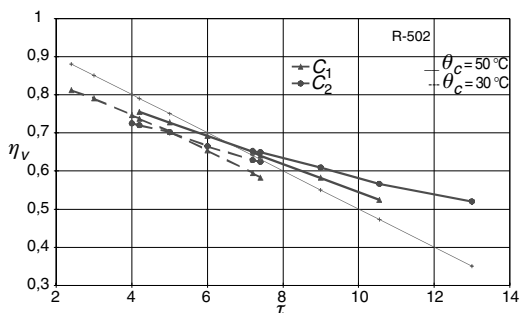


Figure 6.8 – Évolution du rendement volumétrique de deux compresseurs de même caractéristiques géométriques.

sion, mais qui, en augmentant leur inertie, provoque la dégradation plus rapide du rendement volumétrique.

■ Vitesse de rotation

Pour de faibles vitesses de rotation, la durée de chaque phase du diagramme indiqué est plus longue ; les segments sont soumis à $\Delta p = p_{\text{ref}} - p_{\text{asp}}$ pendant une durée plus longue. Les fuites sont plus importantes, et le rendement volumétrique diminue d'autant plus que l'alésage des cylindres est élevé.

Pour de fortes vitesses de rotation, les frottements sont plus importants, et la température moyenne du compresseur s'élève. De même, les chutes de pression subies par le fluide augmentent, car sa vitesse dans le compresseur s'accroît. Mais la raison essentielle de la diminution du rendement volumétrique est l'inertie des clapets, d'autant plus marquée que la vitesse de déplacement du piston augmente.

Le rendement volumétrique passe donc par un maximum lorsque la vitesse de rotation varie. Ce maximum étant peu marqué, on parle plutôt de plage de fonctionnement optimale.

■ Qualité du refroidissement

Lorsque le refroidissement du compresseur est renforcé, sa température moyenne s'abaisse. L'échauffement du fluide à l'aspiration est moins fort, et le rendement volumétrique est amélioré. Cette influence est cependant peu marquée.

■ Propriétés du lubrifiant utilisé et son comportement avec le frigorigène

Lorsque le frigorigène est miscible avec l'huile, cette dernière revient au compresseur sous forme de gouttelettes saturées en fluide, ce qui augmente la fraction de liquide à l'aspiration. Le pourcentage de liquide ramené au compresseur dépend bien sûr aussi de la surchauffe, comme on l'a vu précédemment. Dans les cas de miscibilité partielle, il dépend de la quantité de frigorigène que peut fixer l'huile, et donc de la température d'évaporation.

La figure 6.9 montre l'influence de la présence d'huile, de la surchauffe et de la température d'évaporation sur la fraction volumique de liquide à l'aspiration du compresseur (courbes inférieures), dans les cas suivants : pas d'huile entraînée hors du compresseur, puis entraînement d'huile, avec des températures d'évaporation de -15 °C et 10 °C .

On constate que cette fraction volumique varie très peu avec la surchauffe lorsqu'il n'y a pas d'huile entraînée hors du compresseur. Pour les plus faibles valeurs de la surchauffe, la fraction liquide entraînée ne dépend pas de la présence d'huile. Lorsque la surchauffe des vapeurs aspirées augmente, la fraction liquide diminue beaucoup moins vite en présence d'huile, et ce d'autant plus que la température d'évaporation est élevée.

6.4 Étude des variations du rendement indiqué

6.4.1 Régime de fonctionnement

■ Taux de compression

Le rendement indiqué compare la puissance transmise *via* le piston à l'unité de masse de fluide dans le cas d'un compresseur idéal et d'un compresseur réel. Pour un compresseur réel donné, la puissance transmise au fluide dépend du rendement volumétrique. En effet, lorsque le rendement volumétrique est nul (taux de compression élevé), la puissance transmise dans le cas idéal est nulle alors que dans le cas réel elle est finie. Dans ce cas, le rendement indiqué est nul. Ce rendement indiqué est également nul dans le cas d'un taux de compression égal à 1 car la puissance transmise dans le cas idéal est à nouveau nulle. Entre ces deux valeurs de taux de compression, le rendement indiqué est non nul, il passe donc par un maximum.

■ Surchauffe

Dans le cas du compresseur de référence (parfait sans espace mort), on a :

$$w_{is} = h_{2is} - h_1 = \int_1^2 (v'' dp)_s$$

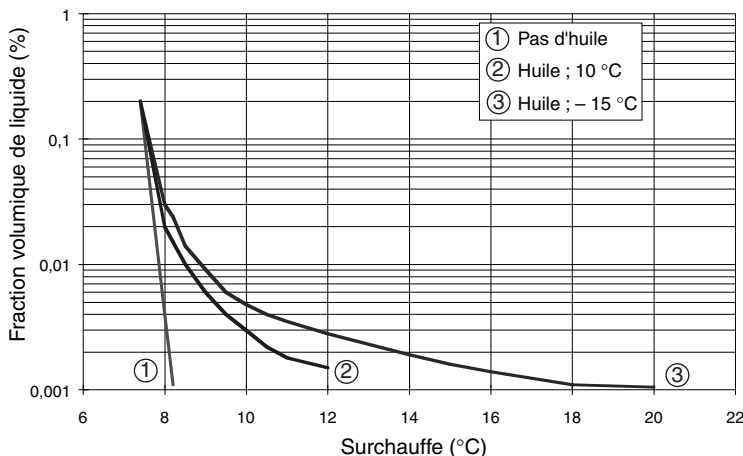


Figure 6.9 – Fraction de liquide à l'aspiration du compresseur en fonction de la surchauffe, et en présence ou non d'huile dans le circuit.

Lorsque la surchauffe à l'aspiration augmente, la pente des isentropes diminue et le travail massique des forces de pression augmente. Dans le cas d'un compresseur réel, ce travail n'augmente pas de façon notable : le rendement indiqué augmente légèrement si la surchauffe des vapeurs aspirées augmente.

6.4.2 Fluide frigorigène

Dans la pratique, on constate qu'en général, le rendement indiqué ne dépend que faiblement des propriétés du fluide frigorigène utilisé.

6.4.3 Compresseur

Si l'alésage (donc les sections de passage des clapets et des tubulures internes) du compresseur diminue, les chutes de pression augmentent ; le travail massique indiqué fourni au fluide est plus important et le rendement indiqué diminue. Il en est de même lorsque l'espace mort ou les fuites internes sont plus élevés. Enfin, lorsque la vitesse de rotation du compresseur s'accroît, la vitesse linéaire des vapeurs augmente dans le compresseur : les chutes de pression augmentent donc, ainsi que le travail massique des forces de pression. Par conséquent, η_i diminue légèrement quand la vitesse de rotation augmente.

6.5 Étude des rendements mécanique et effectif

6.5.1 Régime de fonctionnement

■ Taux de compression

Pour un taux de compression égal à 1, le travail massique des forces de pression ne sert qu'à assurer le déplacement du fluide frigorigène entre aspiration et refoulement : il est donc très faible. Par contre, les pertes d'énergie (frottements, appareillages auxiliaires, irréversibilités) ne diminuent pas notablement. Le rendement mécanique ($\eta_m = \frac{w_p}{w_{\text{eff}}}$) est donc pratiquement nul.

De même, lorsque le taux de compression devient très important (tend vers l'infini), le

travail utile est très faible, alors que l'énergie dissipée en frottement augmente : le rendement mécanique tend encore vers zéro.

Entre ces deux valeurs, le rendement mécanique passe par un maximum.

L'évolution du rendement effectif se déduit aisément de celles des rendements indiqués et mécanique. Expérimentalement, lorsque le taux de compression varie entre 2 et 16, le rendement effectif des compresseurs à pistons varie, en moyenne entre 0,3 et 0,7. Les meilleures valeurs sont obtenues pour des taux compris entre 5 et 7.

La figure 6.10 montre l'allure de l'évolution des différents rendements selon le taux de compression.

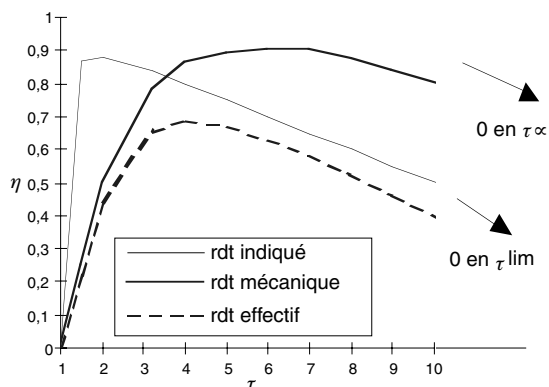


Figure 6.10 – Allure des variations des rendements d'un compresseur.

■ Surchauffe à l'aspiration

On constate expérimentalement que le rendement mécanique augmente avec la surchauffe des vapeurs aspirées. Cette augmentation est cependant très faible : le rendement effectif augmente donc lui aussi.

■ Température d'évaporation

Pour un même taux de compression, la différence ($p_c - p_0$) diminue si p_0 est plus basse : les contraintes subies par l'embellage et de façon générale les parties mobiles sont plus faibles, et les rendements varient donc très légèrement.

6.5.2 Fluide frigorigène

Dans les domaines courants de fonctionnement, les rendements mécanique et effectif ne dépendent que faiblement du fluide frigorigène.

6.5.3 Compresseur

■ Vitesse de rotation

L'énergie massique dissipée pour compenser les pertes par frottement augmente nécessairement avec la vitesse de rotation du compresseur. Comme on l'a vu précédemment, le travail massique des forces de pression augmente aussi, mais moins fortement : le rendement mécanique diminue légèrement lorsque la vitesse de rotation du compresseur augmente.

Le rendement effectif est donc une fonction décroissante de la vitesse de rotation.

■ Taille du compresseur

Pour les compresseurs de plus petite puissance, le rapport des surfaces mobiles par rapport au volume balayé est plus élevé, et les pertes sont plus importantes. Les rendements mécanique et effectif diminuent donc.

6.5.4 Conclusions

L'étude des variations du rendement volumétrique en fonction des paramètres caractérisant une machine frigorifique montre le danger que présente l'utilisation *a priori* de corrélations dont on a oublié les conditions de validité, ou qui ne peuvent tenir compte des évolutions technologiques récentes. À titre d'exemple, dans les figures 6.5 à 6.8, on a reporté la droite de variation du rendement volumétrique selon la corrélation ($\eta_v = 1 - 0,05\tau$). Cette relation, bien que très simplifiée (même pour un compresseur parfait avec espace mort, le rendement volumétrique ne dépend pas que du taux de compression), peut permettre d'aboutir à des valeurs proches de la réalité (elle a été établie pour des compresseurs standard, avec du R-12, du R-22, du R-717, et pour des taux de compression inférieurs à 10). Mais on constate que son

utilisation peut amener à des erreurs importantes : pour le compresseur C_3 de la figure 6.7, la différence atteint 25 % ; pour celui de la figure 6.6, de conception standard, le rendement volumétrique avec du R-502 est sous-estimé de 42 % pour $\tau = 13$.

Ce type de relations ou d'abaques générales doit donc être utilisé avec prudence, d'autant plus qu'elles ont été établies en général pour les fluides CFC ; ces fluides sont maintenant abandonnés au profit des HFC.

6.6 Estimation de la température réelle des vapeurs au refoulement d'un compresseur

6.6.1 Étude de la température de refoulement

La température des vapeurs refoulées dépend de nombreux paramètres. Parmi ces paramètres, certains relèvent des conditions opératoires, d'autres de la nature du fluide et enfin d'autres encore de la nature du compresseur.

■ Conditions opératoires et fluide frigorigène

Dans le chapitre 3, nous avons vu que si le fluide se comporte comme un gaz parfait, la température de refoulement est donnée par :

$$\ln \frac{T_{\text{ref}}}{T_0} = \frac{L}{c_{pv}} \frac{T_c - T_0}{T_0 T_c}$$

où c_{pv} est la chaleur massique à pression constante de la vapeur et L est la chaleur latente massique.

On conclut que, si la vapeur se comporte comme un gaz parfait, la température de refoulement dépend des conditions opératoires par l'intermédiaire du rapport

$\frac{T_c - T_0}{T_c}$ et des propriétés du fluide par l'intermédiaire du rapport $\frac{L}{c_{pv}}$.

■ Propriétés de transfert thermique

Dans les cas courants, le frigorigène cède globalement de la chaleur au compresseur. C'est pendant la fin de la course de compression et surtout pendant la course de refoulement que le refroidissement est le plus intense. À titre d'exemple, le tableau 6.5 montre l'évolution de la température θ_2 mesurée au refoulement d'un compresseur ouvert en fonction de la température θ'_2 des vapeurs après le clapet de refoulement.

Plus le coefficient d'échange thermique entre ces deux milieux est élevé, plus le fluide est refroidi au cours de sa compression.

Tableau 6.5 – Évolution de la température des vapeurs au refoulement (θ_2) et après le clapet d'aspiration (θ'_2) d'un compresseur ouvert à pistons avec NH_3 .

θ_2 (°C)	50	100	150	200
θ'_2 (°C)	100	160	210	300

■ Compresseur

La température de refoulement augmente avec la vitesse de rotation.

6.6.2 Estimation de la température des vapeurs refoulées par le compresseur

Il s'agit, en pratique, d'estimer au plus juste les pertes thermiques du compresseur vers l'ambiance. Pour ce faire, on est amené à utiliser certaines hypothèses selon les caractéristiques de fonctionnement du compresseur. Nous allons considérer deux situations relativement extrêmes et deux situations intermédiaires.

■ Hypothèse 1 : compresseur fortement refroidi ($I_{is} = 1$)

On suppose que le point de refoulement est confondu avec le point de refoulement isentropique, donc $\theta_2 = \theta_{2is}$. Dans ce cas, $I_{is} = 1$. La relation (6.1) devient :

$$\dot{W}_{\text{eff}} + \dot{Q}_a + \dot{m}(h_1 - h_{2is}) = 0$$

Pour le fluide frigorigène, on peut écrire :

$$\dot{W}_p + \dot{Q}_{fl} + \dot{m}(h_1 - h_{2is}) = 0$$

On présume simplement que le refroidissement du fluide frigorigène au cours de sa compression est tel que toute la chaleur dissipée par les irréversibilités et les frottements est évacuée vers l'ambiance. Ce cas de figure correspond à celui d'un compresseur fortement refroidi (refroidissement des culasses par ventilation forcée ou par circulation d'eau). Dans un tel cas, il est même possible d'obtenir $I_{is} > 1$.

■ Hypothèse 2 : compresseur adiabatique ($I_{is} = \eta_{\text{eff}}$)

On obtient :

$$\dot{W}_{\text{eff}} + \dot{m}(h_1 - h_2) = 0$$

Dans ce cas, la définition des rendements effectif et isentropique montre que $I_{is} = \eta_{\text{eff}}$. Par comparaison avec la relation (6.1), cela revient à supposer que le compresseur est parfaitement isolé vis-à-vis de l'ambiance, et que toute la puissance mécanique dissipée en chaleur est reprise par le fluide frigorigène uniquement. Bien entendu, cette hypothèse conduit à une surestimation de la température de refoulement.

■ Hypothèse 3 : compresseur partiellement refroidi

Dans ce cas, une partie de l'énergie dissipée en chaleur est évacuée vers l'ambiance et la température des vapeurs au refoulement du compresseur est comprise entre les deux valeurs extrêmes déduites des hypothèses 1 et 2.

En considérant $\dot{Q}_a = \frac{X}{100} \dot{W}_{\text{eff}}$, on obtient :

$$I_{is} = \frac{\eta_{\text{eff}}}{1 - \frac{X}{100}}$$

■ Hypothèse 4 : compresseur refroidi par un refroidisseur d'huile

Pour certains compresseurs (les compresseurs à vis par exemple), le refroidissement est

assuré par l'huile qui est refroidie grâce à un refroidisseur d'huile externe. Le bilan énergétique sur le compresseur s'écrit :

$$\dot{W}_{\text{eff}} + \dot{Q}_{\text{ref}} + \dot{Q}_a + \dot{m}(h_1 - h_2) = 0$$

où $\dot{Q}_{\text{ref}}$ et $\dot{Q}_a$ correspondent, respectivement, au refroidissement externe et aux pertes vers l'ambiance. Connaissant la puissance dégagée au refroidisseur d'huile et la puissance effective transmise au compresseur, on déduit l'enthalpie h_2 au refoulement (en négligeant les pertes) et donc la température de refoulement

à partir de l'enthalpie d'aspiration h_1 . Généralement, dans le cas des compresseurs à vis, le refroidissement est très efficace et l'enthalpie au refoulement est proche de l'enthalpie correspondant à la compression isentropique.

D'après ces quatre hypothèses, on remarque que pour un régime de fonctionnement donné, la valeur numérique de l'indicateur isentropique peut varier entre celle du rendement effectif et 1 ; dans la pratique, elle peut même dépasser 1, selon le refroidissement du compresseur.

Pour certaines utilisations telles que la production de froid à basse température, on peut être amené à adopter des températures d'évaporation et de condensation très éloignées. Le taux de compression de la machine frigorifique est alors très élevé, avec les conséquences suivantes :

- augmentation du titre en vapeur donc diminution de la production frigorifique massique : pour une puissance frigorifique donnée, le débit massique de vapeurs à l'aspiration du compresseur augmente ;
- forte augmentation du volume massique des vapeurs aspirées (si l'on travaille à basse température d'évaporation) : le débit volumique de vapeurs aspirées par le compresseur augmente beaucoup ;
- diminution du rendement volumétrique du compresseur : la cylindrée à installer est plus importante ;
- diminution du rendement effectif de compression : le rendement thermodynamique de l'installation est notablement dégradé ;
- enfin, la baisse de la température d'évaporation et l'augmentation du taux de compression ont pour conséquence une élévation importante de la température des vapeurs refoulées.

Le tableau 7.1 illustre ce comportement pour les principaux fluides frigorigènes utilisés jusque vers $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$, dans le cas d'un cycle parfait. Les calculs sont basés sur les hypothèses suivantes :

- puissance frigorifique : 10 kW ;
- température de condensation : $30\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- températures d'évaporation correspondant à des pressions respectives de 3 bar, 1,6 bar et 1 bar ;
- sous-refroidissement du liquide avant détente : $5\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- surchauffe en sortie d'évaporateur égale à surchauffe à l'aspiration du compresseur : $5\text{ }^{\circ}\text{C}$.

On a donc intérêt à fractionner la compression, comme indiqué figure 7.1. On se limite en général à deux étages de compression : au-delà, la complexité de l'installation et son prix deviennent rédhibitoires vis-à-vis de l'amélioration des performances.

Le simple fait de fractionner la compression ne permet pas de limiter la température des vapeurs refoulées : il faut de plus mettre en œuvre un système de refroidissement des vapeurs pendant la compression. Ce refroidissement s'effectue entre les deux compresseurs, à la pression intermédiaire p_i .

Le cycle bi-étagé le plus simple serait celui présenté figure 7.2.

Dans un tel cycle, les inconvénients liés à un taux de compression élevé seront bien évités, mais la production frigorifique massique restera faible, notamment à cause du titre en vapeur important. Il faut donc pouvoir déplacer vers la gauche le point représentatif du fluide frigorigène à l'entrée de l'évaporateur. Comme le montreront les cycles présentés plus loin, les deux techniques couramment retenues sont les suivantes :

- fractionnement de la détente (détente bi-étagée) ;
- augmentation du sous-refroidissement du liquide avant sa détente de p_c à p_0 .

Un cycle frigorifique bi-étagé est donc construit à partir de trois pressions : $p_c = p_{\text{sat}}(\theta_c)$, $p_0 = p_{\text{sat}}(\theta_0)$ et $p_i = p_{\text{sat}}(\theta_i)$. Le refroidissement des vapeurs peut être réalisé de plusieurs façons, correspondant à des cycles différents :

- cycle à injection totale ;
- cycle à injection partielle ;
- cycle avec échangeur sous-refroidisseur.

Pour ces trois cycles, on met en œuvre deux compresseurs mono-étagés distincts. Le concepteur doit alors choisir la pression intermédiaire p_i ,

Tableau 7.1 – Comparaison de différents fluides frigorigènes (p_c pression de condensation à 30 °C).

Fluide p_c (bar)	θ_0 (°C)	P_0 (bar) (rosée)	τ	Δh_0 (kJ.kg ⁻¹)	$\dot{m}$ (g.s ⁻¹)	v_1'' (dm ³ .kg ⁻¹)	$\dot{V}_{asp}$ (m ³ .h ⁻¹)	T_{2is} (°C)
R-717	- 9,2	3	3,89	1146,5	8,72	415,8	13,05	93,8
11,67	- 23,8	1,6	7,29	1126,4	8,88	750,3	24,0	127,2
	- 33,6	1	11,67	1111,5	9,00	1164,8	37,7	154,5
R-134a	0,7	3	2,57	168,9	65,36	69,45	14,8	38,4
7,71	- 15,6	1,6	4,82	158,9	69,54	126,5	28,7	41,6
	- 26,4	1	7,71	158,0	73,21	197,2	46,7	44,7
R-22	- 14,65	3	3,97	172,4	58,00	78,52	16,4	57,9
11,92	- 30,6	1,6	7,45	165,3	60,49	142,02	30,9	69,9
	- 41,1	1	11,92	160,4	62,36	220,5	49,5	79,8
R-407C	- 11,7	3	3,92	170,7	58,57	79,04	16,7	48,3
11,75	- 26,9	1,6	7,34	162,1	61,69	148,8	31,9	55,5
	- 37,0	1	11,75	156,1	64,06	224,1	51,7	61,6
R-404A	- 20,3	3	4,73	122,7	81,48	66,8	19,6	40,7
14,19	- 35,8	1,6	8,87	113,4	88,17	121,64	38,6	44,1
	- 46,05	1	14,19	107,1	93,38	189,5	63,7	47,3
R-410A	- 27,4	3	6,26	175,4	57,03	88,1	18,1	64,1
18,78	- 42,1	1,6	11,74	168	59,53	160,0	34,3	75,6
	- 51,8	1	18,78	162,7	61,45	249,1	55,1	85,1

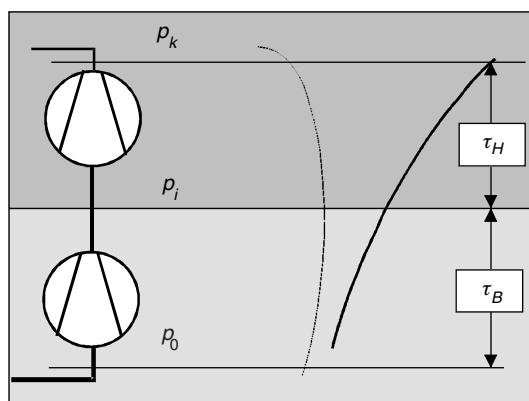


Figure 7.1 – Fractionnement d’une compression de vapeurs.

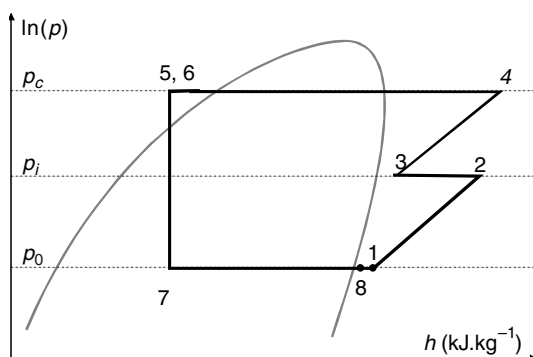


Figure 7.2 – Cycle à compression bi-étagée, à détente mono-étagée.

suivant certains critères. Mais il existe des compresseurs « bi-étagés », pour lesquels la pression intermédiaire est obligatoirement fixée par le rapport des cylindrées affectées à chaque étage de compression. Ce sont les compresseurs compound et les compresseurs à vis ou centrifuges à suralimentation, ainsi que les compresseurs hélicoïdes avec injection intermédiaire.

Afin d'effectuer ce refroidissement, on peut utiliser un refroidissement externe (échangeur refroidi à air ou à eau) mais le plus souvent, on met en œuvre des transferts internes spécifiques au cycle utilisé. Ce refroidissement sera obtenu de trois façons différentes suivant les cycles : par barbotage dans la bouteille intermédiaire, par injection de liquide détendu ou par injection de vapeur.

7.1 Systèmes bi-étagés avec deux compresseurs

7.1.1 Cycle de Carnot bi-étagé

Afin d'évaluer le gain que l'on peut attendre de l'utilisation de cycles bi-étagés, il est intéressant de considérer un cycle de Carnot bi-étagé. Comparons un cycle de Carnot à deux températures (rappelons qu'il s'agit d'un cycle réversible n'échangeant de la chaleur qu'avec deux sources extérieures de chaleur) à un cycle de Carnot bi-étagé fonctionnant entre les mêmes températures mais avec une température intermédiaire (figure 7.3).

Les puissances thermiques échangées par chacun des deux étages à la température intermédiaire se compensent exactement. D'après le théorème de Carnot, les deux cycles ont le même COP donné par :

$$\text{COP}_c = \frac{T_{sf}}{T_{sc} - T_{sf}}$$

où T_{sc} et T_{sf} sont les températures des sources chaude et froide. L'introduction de cycles bi-étagés ne représente donc pas une amélioration du point de vue du cycle idéal de Carnot. En revanche, nous avons vu que le COP effectif d'une machine réelle peut s'écrire sous la forme :

$$\text{COP}_{\text{eff}} = \eta_{\text{eff}} \text{COP}_{is} = \eta_{\text{eff}} \text{COP}_c (1 - N_s)$$

où N_s est le nombre de production d'entropie intégrant notamment les productions d'entropie dues à la désurchauffe et à la détente isenthalpique, et η_{eff} correspond au rendement du compresseur. L'introduction de cycles bi-étagés va modifier les valeurs de η_{eff} et N_s . On a la possibilité d'augmenter η_{eff} grâce à l'utilisation de taux de compression inférieurs et de diminuer N_s grâce à la diminution de la désurchauffe et surtout grâce à la réduction de la détente flash. Par ailleurs, le COP n'est pas le seul indicateur frigorifique, la production frigorifique volumique en est une autre et elle dépend du rendement volumétrique du compresseur.

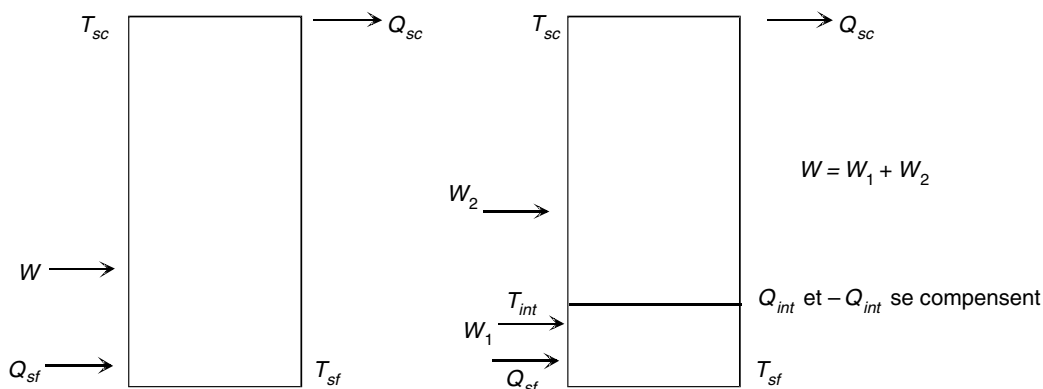


Figure 7.3 – Cycle de Carnot bi-étagé.

L'objectif des cycles bi-étagés est également d'augmenter la production frigorifique pour une cylindrée donnée.

L'enjeu des cycles bi-étagés est donc triple :

- améliorer le COP effectif du cycle ;
- utiliser les compresseurs dans des conditions optimales de fonctionnement ;
- augmenter la puissance frigorifique volumétrique pour une cylindrée totale donnée.

Cependant, il est impossible d'espérer améliorer le COP de Carnot qui ne dépend que des niveaux de température du cycle.

7.1.2 Cycle à injection totale

■ Schéma de principe de l'installation frigorifique

Le compresseur BP aspire les vapeurs formées dans l'évaporateur 9-10, à la pression p_0 . Il refoule ces vapeurs dans une bouteille intermédiaire à la pression p_i , où elles sont désurchauffées. Le compresseur HP aspire des vapeurs dans cette même bouteille et les refoule à la pression p_c . Après condensation, le fluide frigorigène est détendu de p_c à p_i , et le mélange liquide vapeur est introduit dans la bouteille intermédiaire. Une fraction du débit liquide injecté s'évapore pour permettre la désurchauffe des vapeurs refoulées par le compresseur BP. Le débit liquide restant, à saturation, est alors détendu jusqu'à p_0 et injecté dans l'évaporateur.

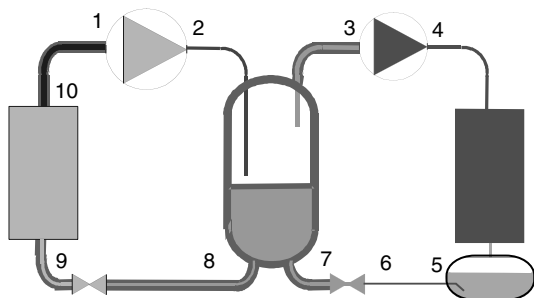


Figure 7.4 – Schéma d'une installation bi-étagée à injection totale.

On crée donc une « source de chaleur » à la température θ_i en fractionnant aussi la détente du fluide frigorigène de p_c à p_i , puis de p_i à p_0 (détente bi-étagée). On peut ainsi assurer le refroidissement des vapeurs entre les deux étages de compression.

La bouteille intermédiaire reçoit l'intégralité du débit de liquide frigorigène formé dans le condenseur (d'où le nom d'*injection totale*). Les évolutions suivies par le fluide frigorigène sont tracées figure 7.5 :

- 1-2 : compression des vapeurs de p_0 à p_i ;
- 2-3 : désurchauffe des vapeurs refoulées dans la bouteille intermédiaire. Cette désurchauffe est assurée par la vaporisation d'une faible fraction du liquide contenu dans la bouteille ;
- 3-4 : compression des vapeurs de p_i à p_c . Notons que le point 3 peut aussi correspondre à des vapeurs surchauffées (selon la qualité de l'isolation thermique) ;
- 4-5 : désurchauffe, condensation à p_c , et sous refroidissement du liquide formé ;
- 5-6 : sous-refroidissement et pertes de charge éventuelles dans la conduite liquide ;
- 6-7 : détente isenthalpique du liquide de p_c à p_i ;
- 7-8 : séparation du liquide dans la bouteille intermédiaire.
- 8-9 : détente du liquide saturant de p_i à p_0 ;
- 9-10 : vaporisation sous la pression p_0 ;
- 10-1 : surchauffe et chutes de pression éventuelles dans la tuyauterie d'aspiration.
- 7-3 : séparation des vapeurs dans la bouteille intermédiaire ; aspiration par le compresseur HP.

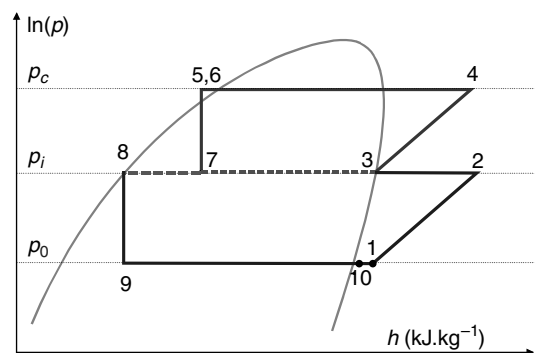


Figure 7.5 – Cycle bi-étagé à injection totale (cycle à compression et à détente bi-étagées).

■ Détermination des caractéristiques principales d'une machine bi-étagée à injection totale

On suppose que la pression intermédiaire est déjà fixée ; son choix sera traité ultérieurement. Le choix des autres grandeurs internes est réalisé de la même façon que pour les cycles mono-étagés. On détermine alors les débits massiques suivants.

☐ Débit massique de vapeurs aspiré par le compresseur BP

$$\dot{m}_B = \frac{\dot{Q}_0}{h_{10} - h_9}$$

Débit volumique que doit aspirer le compresseur :

$$\dot{V}_{\text{asp},B} = \dot{m}_B v_1''$$

☐ Débit massique de vapeurs aspiré par le compresseur HP

On déduit ce dernier d'un bilan enthalpique sur la bouteille séparatrice :

$$+\dot{m}_B h_2 - \dot{m}_H h_3 + \dot{m}_H h_6 - \dot{m}_B h_8 + \dot{Q}_p = 0$$

$\dot{Q}_p$ représente la puissance thermique reçue par la bouteille intermédiaire (pertes par l'isolation). Il vient :

$$\dot{m}_H = \dot{m}_B \frac{h_2 - h_8}{h_3 - h_6} + \frac{\dot{Q}_p}{h_3 - h_6}$$

En négligeant les pertes sur la bouteille, on peut montrer que le débit $\dot{m}_H$ dans le circuit HP est égal à la somme du débit $\dot{m}_B$ dans le circuit BP et d'un débit de vapeur provenant de la bouteille intermédiaire résultant, d'une part, de la vapeur produite au cours de la détente dans le circuit HP et, d'autre part, du liquide vaporisé pour assurer la désurchauffe des vapeurs provenant du compresseur BP.

En effet, pour une bouteille adiabatique, on obtient simplement :

$$\dot{m}_H(h_3 - h_6) = \dot{m}_B(h_2 - h_8)$$

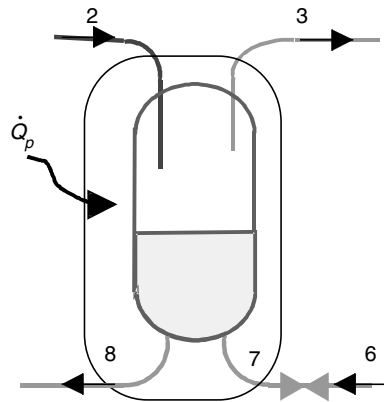


Figure 7.6 – Bouteille BP.

Au point 7, sortie du détendeur HP, le débit $\dot{m}_H$ est partiellement vaporisé, et l'on peut écrire :

$$\dot{m}_H = \dot{m}_{7,v} + \dot{m}_{7,l} = \dot{m}_H \frac{h_3 - h_6}{h_3 - h_8} + \dot{m}_H \frac{h_6 - h_8}{h_3 - h_8}$$

$$\text{donc : } \dot{m}_H = \dot{m}_B + \dot{m}_B \frac{h_2 - h_3}{h_3 - h_8} + \dot{m}_H \frac{h_6 - h_8}{h_3 - h_8}$$

Le membre de droite est la somme de trois termes :

- le débit $\dot{m}_B$ correspondant aux vapeurs formées dans l'évaporateur ;
- le débit $\dot{m}_B \frac{h_2 - h_3}{h_3 - h_8}$ de liquide vaporisé pour assurer la désurchauffe (2-3) du débit $\dot{m}_B$ refoulé par le compresseur BP ;
- le débit $\dot{m}_H \frac{h_6 - h_8}{h_3 - h_8}$ de liquide vaporisé au cours de la détente (6-7) du débit $\dot{m}_H$.

Les autres grandeurs sont calculées de la même façon que pour un cycle mono-étagé. Le COP de l'installation s'exprime par :

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_0}{\dot{W}_{\text{eff}, H} + \dot{W}_{\text{eff}, B}}$$

Remarque

Donnons une interprétation de la relation entre les deux débits masses.

Si l'on néglige les pertes par l'isolation de la bouteille intermédiaire, le bilan enthalpique de cette dernière s'écrit simplement : $+\dot{m}_B(h_2 - h_8) = \dot{m}_H(h_3 - h_6)$. Il exprime l'égalité entre deux puissances thermiques :

- celle rejetée au condenseur d'une machine mono-étagée fonctionnant entre p_0 et p_i ;
- celle produite à l'évaporateur d'une machine mono-étagée entre p_i et p_c .

Comme le montre la figure 7.7, puisque la production frigorifique massique entre 7 et 3 est inférieure à la production calorifique massique entre 2 et 8, le débit masse HP doit être supérieur au débit masse BP. Par ailleurs, on peut noter que le transfert de chaleur entre les deux étages de compression s'effectue à la pression p_i , sous un pincement nul.

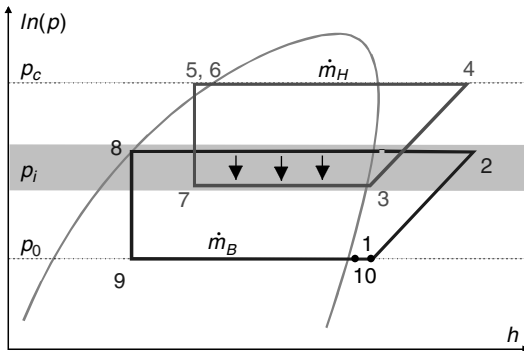


Figure 7.7 – Schématisation du transfert de chaleur entre les deux étages de compression.

Le COP s'écrit :

$$\begin{aligned} \text{COP} &= \frac{\dot{Q}_0}{\dot{W}_{\text{eff},B} + \dot{W}_{\text{eff},H}} \\ &= \frac{h_{10} - h_9}{\frac{h_{2is} - h_1}{\eta_{\text{eff},B}} + \frac{\dot{m}_H}{\dot{m}_B} \frac{h_{4is} - h_3}{\eta_{\text{eff},H}}} \end{aligned}$$

Supposant que la bouteille est adiabatique et compte tenu de la relation entre le débit HP et le débit BP, il est possible de déduire une relation entre le COP du cycle bi-étagé et les COP

de chacun des cycles mono-étagés constituant le cycle bi-étagé (en supposant de plus que les compresseurs et les canalisations sont adiabatiques) :

$$\frac{1}{\text{COP}} = \frac{1}{\eta_{\text{eff},B}} \frac{1}{\text{COP}_{is,B}} + \left(1 + \frac{1}{\text{COP}_{\text{eff},B}}\right) \frac{1}{\text{COP}_{is,H}} \frac{1}{\eta_{\text{eff},H}}$$

Cette relation permet de déduire le rendement effectif de la compression bi-étagée qui s'écrit :

$$\eta_{\text{eff}} = \eta_{\text{eff},B} \eta_{\text{eff},H} \times \frac{1 + \text{COP}_{is,B} + \text{COP}_{is,H}}{1 + \eta_{\text{eff},B} \text{COP}_{is,B} + \eta_{\text{eff},H} \text{COP}_{is,H}}$$

Si les rendements effectifs des compresseurs des deux étages sont égaux, on obtient :

$$\eta_{\text{eff}} \approx \eta_{\text{eff},B} = \eta_{\text{eff},H}$$

où nous avons négligé 1 devant la somme des COP.

On voit ainsi apparaître tout l'intérêt du cycle bi-étagé : le rendement effectif du cycle bi-étagé est à peu près le même que celui de chacun des cycles mono-étagés alors que si l'on utilisait un seul compresseur, le rendement effectif serait beaucoup plus faible.

Exemple

Considérons un cycle bi-étagé à injection totale à l'ammoniac fonctionnant entre -30°C et $+30^\circ\text{C}$ ($p_0 = 1,2$ bar et $p_c = 11,7$ bar), ce qui donne $p_i = \sqrt{1,2 \times 11,7} + 0,35 = 4,1$ bar, soit $\theta_i = -1,23^\circ\text{C}$. Les COP_{is} sont respectivement de 7,67 et de 7,47 pour les étages BP et HP alors que les taux de compression sont de 3,43 et 2,85 et la température de refoulement isentropique du cycle HP est de 72°C . Le COP_{is} du cycle bi-étagé est égal à 3,55.

Prenant $\eta_{\text{eff}} = 0,83$ pour les deux compresseurs du cycle bi-étagé, on obtient $\text{COP}_{\text{eff}} = 2,91$ pour le cycle bi-étagé. Pour le cycle mono-étagé à l'ammoniac fonctionnant entre -30°C et $+30^\circ\text{C}$, on obtient $\text{COP}_{is} = 3,15$ qui est proche du COP_{is} du cycle bi-étagé (le gain n'est que de 12 % pour le cycle bi-étagé) mais le rendement effectif du compresseur sera maintenant seulement de 0,6 car le taux de compression approche 10, ce qui donne $\text{COP}_{\text{eff}} = 1,89$. Sur cet exemple, on voit que le gain en COP qui est

important (plus de 50 %) est beaucoup plus dû au gain sur le rendement effectif (+ 38 %) qu'au gain sur le COP_{is} du cycle (+ 12 %). Par ailleurs, la température de refoulement isentropique du cycle mono-étagé serait de 135 °C, ce qui est une température beaucoup trop élevée alors que celle du cycle bi-étagé (72 °C) est tout à fait acceptable. L'intérêt du cycle bi-étagé apparaît ainsi clairement pour une telle application.

■ Inconvénients du cycle bi-étagé à injection totale

Ce cycle répond à tous les objectifs initialement fixés ; cependant, il présente quelques inconvénients pour la mise en œuvre pratique. Le liquide quittant la bouteille intermédiaire en 8 est pratiquement à saturation. Dans la conduite liquide jusqu'au détendeur BP, il est susceptible :

- de recevoir de la chaleur, puisque sa température est inférieure à la température ambiante. Son point représentatif se décale alors dans le domaine liquide/vapeur (8a) ;
- de subir une chute de pression : son point représentatif se déplace aussi dans le domaine liquide/vapeur (8b).

Dans les deux cas, le détendeur sera alimenté par un mélange liquide-vapeur, ce qui provoquera un dysfonctionnement de l'installation. Par ailleurs, pour une section de passage donnée, le débit volumique à travers un détendeur dépend de la différence entre les pressions

amont et aval. Dans le cas du détendeur BP, cette différence est faible, ce qui amène à sélectionner des détendeurs de section importante, avec des risques de pompage de l'installation. Le cycle bi-étagé à injection partielle permet d'éliminer ces deux inconvénients : le débit BP est sous-refroidi avant détente, et le détendeur BP ne travaille plus entre p_0 et p_i , mais entre p_0 et p_c .

7.1.3 Cycle bi-étagé à injection partielle

■ Schéma de principe

Le détendeur BP n'est plus alimenté à partir de la bouteille intermédiaire sous la pression p_i , mais par du liquide à la pression p_c . Cependant, avec du liquide pris directement à la sortie du condenseur, la production frigorifique massique serait trop faible. Pour augmenter cette grandeur, on augmente le sous-refroidissement du débit massique BP grâce à un échangeur sous-refroidisseur placé dans le liquide contenu dans la bouteille intermédiaire (figure 7.9).

La bouteille intermédiaire ne reçoit qu'une fraction du débit de liquide formé dans le condenseur, d'où le nom d'injection partielle. Les transformations suivies par le fluide frigorigène sont décrites figure 7.10 :

- 1-2 : compression des vapeurs de p_0 à p_i ;
- 2-3 : désurchauffe des vapeurs refoulées dans la bouteille intermédiaire. Cette désurchauffe

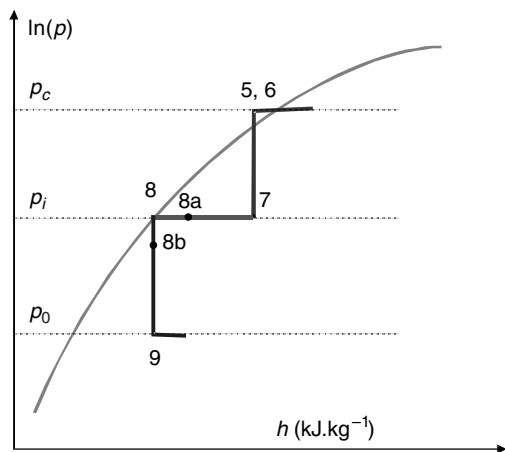


Figure 7.8 – Détente bi-étagée.

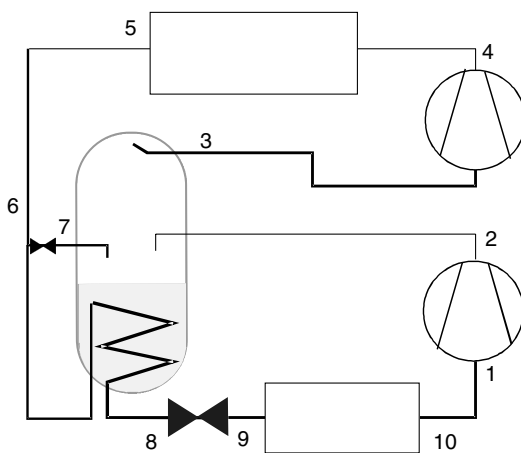


Figure 7.9 – Schéma d'une installation bi-étagée à injection partielle.

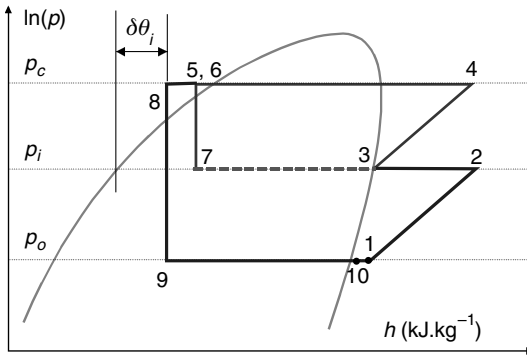


Figure 7.10 – Cycle bi-étagé à injection partielle.

- est assurée par la vaporisation d'une faible fraction du liquide contenu dans la bouteille ;
- 3-4 : compression des vapeurs de p_i à p_c . Notons que le point 3 peut aussi correspondre à des vapeurs surchauffées (selon la qualité de l'isolation thermique) ;
- 4-5 : désurchauffe, condensation à p_c , et sous refroidissement du liquide formé ;
- 5-6 : sous-refroidissement et pertes de charges éventuelles dans la conduite liquide ;
- 6-7 : détente isenthalpique d'une partie du débit liquide de p_c à p_i ;
- 7-3 : séparation des vapeurs dans la bouteille intermédiaire ; aspiration compresseur HP ;
- 5-8 : sous-refroidissement du débit masse BP dans la bouteille intermédiaire. Ce sous-refroidissement ne permet pas d'atteindre la température intermédiaire ;
- 8-9 : détente isenthalpique du liquide sous-refroidi ;
- 9-10 : évaporation du débit masse BP ;
- 10-1 : surchauffe et chutes de pression éventuelles dans la tuyauterie d'aspiration.

Contrairement au cas précédent, la détente du débit massique alimentant l'évaporateur n'est pas fractionnée : il s'agit d'une détente mono-étagée entre p_c et p_o .

■ Détermination des caractéristiques principales

On suppose que la pression intermédiaire est déjà fixée ; son choix sera traité ultérieurement.

Le choix des autres grandeurs internes est réalisé de la même façon que pour les cycles mono-étagés. On détermine alors les débits massiques de vapeurs suivants.

□ Débit massique de vapeurs aspiré par le compresseur BP

$$\dot{m}_B = \frac{\dot{Q}_0}{h_{10} - h_9}$$

Débit volumique que doit aspirer le compresseur : $\dot{V}_{asp} = \dot{m}v_1''$

□ Débit massique de vapeurs aspiré par le compresseur HP

On déduit ce dernier d'un bilan enthalpique sur la bouteille séparatrice (figure 7.11) :

$$+\dot{m}_B h_2 - \dot{m}_H h_3 + \dot{m}_H h_6 - \dot{m}_B h_9 + \dot{Q}_p = 0$$

$\dot{Q}_p$ représente la puissance thermique reçue par la bouteille intermédiaire (pertes par l'isolation). Il vient :

$$\dot{m}_H = \dot{m}_B \frac{h_2 - h_9}{h_3 - h_6} + \frac{\dot{Q}_p}{h_3 - h_6} = 0$$

Comme dans le cas précédent, on constate que le débit masse HP est toujours supérieur au débit masse BP.

Les autres grandeurs sont calculées de la même façon que pour un cycle mono-étagé. Le COP de l'installation s'exprime par :

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_0}{\dot{W}_{\text{eff},B} + \dot{W}_{\text{eff},H}}$$

■ Comparaison injection totale/injection partielle

On maintient les mêmes conditions pour les deux cycles : mêmes pressions, et les points 1 à 6 sont identiques.

Dans le cycle à injection partielle, le débit massique BP est sous-refroidi au moyen d'un échangeur placé dans la bouteille intermédiaire. L'échange thermique n'étant pas parfait, le liquide en 8 (avant détente) ne peut atteindre la température θ_i : le pincement généralement

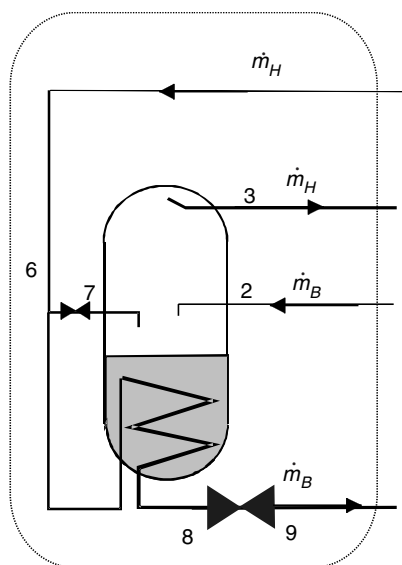


Figure 7.11 – Bouteille BP.

retenu est de l'ordre de 3 à 10 °C. La production frigorifique massique à l'évaporateur est donc plus faible que dans le cycle à injection totale : pour les mêmes pressions de fonctionnement, et pour produire la même puissance frigorifique, il faudra une cylindrée plus forte à l'étage BP.

Le débit masse HP augmente lui aussi ; en effet, si l'on néglige les pertes thermiques par l'isolation, le rapport des deux débits s'exprime par la relation $\frac{\dot{m}_H}{\dot{m}_B} = \frac{h_2 - h_9}{h_3 - h_6}$. On montre facilement que ce rapport diminue dans le cas d'un

cycle à injection partielle (la production calorifique massique $h_2 - h_9$ diminue).

Les deux débits massiques augmentant, et les conditions de fonctionnement des compresseurs étant identiques, la cylindrée et la puissance absorbée par chaque compresseur sont plus élevées : le COP d'une installation à injection partielle est plus faible que celui d'une installation équivalente à injection totale. Cette dégradation est imputable à l'échange thermique dans la bouteille à pression intermédiaire, qui introduit une irréversibilité supplémentaire.

Dans les deux cas (injection partielle ou totale), avec les notations utilisées, le COP de l'installation s'écrit :

$$\begin{aligned} \text{COP} &= \frac{\dot{Q}_0}{\dot{W}_{\text{eff},B} + \dot{W}_{\text{eff},H}} \\ &= \frac{h_{10} - h_9}{\frac{h_{2is} - h_1}{\eta_{\text{eff},B}} + \frac{\dot{m}_H}{\dot{m}_B} \frac{h_{4is} - h_3}{\eta_{\text{eff},H}}} \end{aligned}$$

Par contre, les inconvénients technologiques du cycle à injection totale sont éliminés dans le cycle à injection partielle.

7.1.4 Cycle sans bouteille intermédiaire

Dans les deux cycles précédents, on met en œuvre une bouteille intermédiaire, ce qui contribue à augmenter la charge en fluide fri-

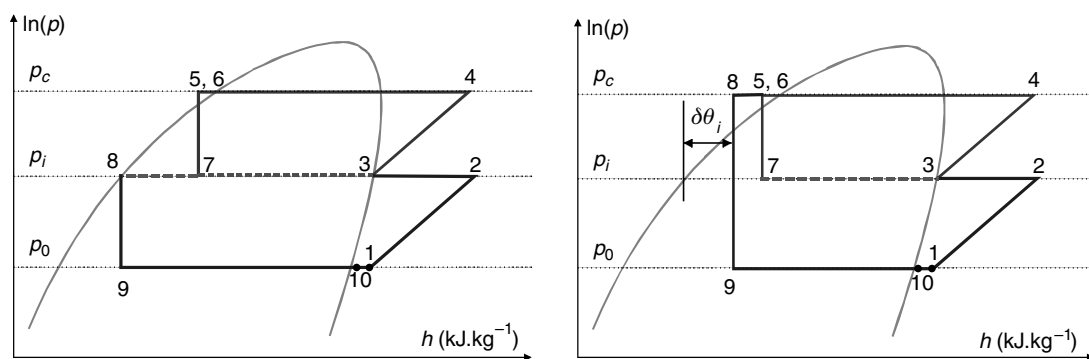


Figure 7.12 – Comparaison des cycles bi-étagés à injection totale (à gauche) ou partielle (à droite).

gorigène des installations frigorifiques, avec les inconvénients suivants :

- augmentation du TEWI direct ;
- mise en œuvre de systèmes spécifiques pour assurer le retour d'huile aux compresseurs ;
- augmentation du coût de l'installation.

C'est pourquoi, depuis quelques années, on cherche à minimiser la charge en fluide, et donc, à limiter autant que possible l'utilisation des réservoirs.

■ Schéma de principe

La figure 7.13 présente une installation bi-étagée sans bouteille intermédiaire ; le sous-refroidissement du liquide avant sa détente est assuré par un échangeur de chaleur.

Le compresseur HP refoule le débit massique HP dans le condenseur, où se forme le liquide. En 7, une partie $\dot{m}_{\text{det}}$ du débit de frigorigène liquide est détendue de p_c à p_i au moyen d'un détendeur thermostatique, puis introduit dans l'échangeur intermédiaire où il s'évapore (7-11), ce qui permet d'augmenter le sous-refroidissement du débit massique BP, toujours à la pression p_c , avant sa détente de p_c à p_0 . Après sa compression de p_0 à p_i , le débit $\dot{m}_{BP}$ est mélangé avec le débit $\dot{m}_{\text{det}}$ quittant l'échangeur intermédiaire. La surchauffe résultante

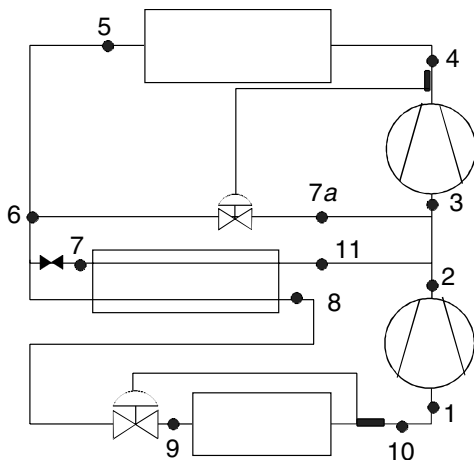


Figure 7.13 – Installation bi-étagée avec échangeur intermédiaire.

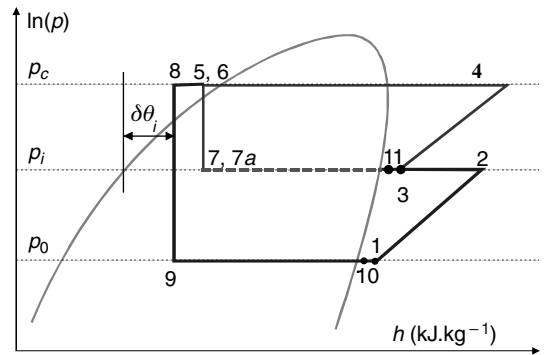


Figure 7.14 – Cycle bi-étagé avec échangeur intermédiaire.

peut être encore trop élevée ; il faut donc compléter la désurchauffe des vapeurs par une injection de liquide détendu (6-7a).

Le cycle suivi par le frigorigène est représenté figure 7.14 :

- 1-2 : compression des vapeurs de p_0 à p_i ;
- 2-3 : désurchauffe des vapeurs refoulées. Cette désurchauffe est assurée d'une part grâce au mélange 2+11, et d'autre part grâce au débit d'injection (6-7a) ;
- 3-4 : compression des vapeurs de p_i à p_c ;
- 4-5 : désurchauffe, condensation à p_c , et sous refroidissement du liquide formé ;
- 5-6 : sous-refroidissement et pertes de charges éventuelles dans la conduite liquide ;
- 6-7a : détente isenthalpique d'une partie $\dot{m}_{\text{inj}}$ du débit liquide de p_c à p_i (pour désurchauffe par injection entre les points 2 et 3) ;
- 6-7 : détente isenthalpique d'une partie $\dot{m}_{\text{det}}$ du débit liquide de p_c à p_i (pour sous-refroidissement du débit liquide $\dot{m}_B$ avant sa détente de p_c à p_0) ;
- 7-11 : évaporation de ce même débit pour le sous-refroidissement du débit liquide $\dot{m}_B$;
- 6-8 : sous refroidissement du débit masse BP dans l'échangeur sous refroidisseur ; le liquide n'atteint cependant pas la température intermédiaire ;
- 8-9 : détente du débit $\dot{m}_B$ de p_c à p_0 ;
- 9-10 : évaporation ;
- 10-1 : surchauffe et chutes de pression éventuelles dans la tuyauterie d'aspiration.

Ce cycle est à compression bi-étagée et détente mono-étagée.

■ Détermination des caractéristiques principales

On suppose que la pression intermédiaire est déjà fixée ; son choix sera traité ultérieurement. Le choix des autres grandeurs internes est réalisé de la même façon que pour les cycles mono-étagés (voir chapitre 8). On détermine alors les débits massiques de vapeurs suivants.

□ Débit massique de vapeurs aspiré par le compresseur BP

$$\dot{m}_B = \frac{\dot{Q}_0}{h_{10} - h_9}$$

Débit volumique que doit aspirer le compresseur : $\dot{V}_{asp} = \dot{m}_B v_1''$

□ Débit massique de vapeurs aspiré par le compresseur HP

Bilan enthalpique sur l'échangeur intermédiaire (figure 7.15) :

$$\dot{m}_B(h_6 - h_8) = \dot{m}_{det}(h_{11} - h_7)$$

Bilans massique et enthalpique sur la tuyauterie 2-3 (figure 7.16) :

$$\dot{m}_H = \dot{m}_B + \dot{m}_{det} + \dot{m}_{inj}$$

$$\dot{m}_H h_3 = \dot{m}_B h_2 + \dot{m}_{det} h_{11} + \dot{m}_{inj} h_{7a}$$

Avec $h_{7a} = h_6$, ce système de trois équations permet d'écrire les relations suivantes :

$$\dot{m}_H = \dot{m}_B \frac{h_2 - h_8}{h_3 - h_7} \quad \dot{m}_{det} = \dot{m}_B \frac{h_6 - h_8}{h_{11} - h_7}$$

$$\dot{m}_{inj} = \dot{m}_H - \dot{m}_B - \dot{m}_{det}$$

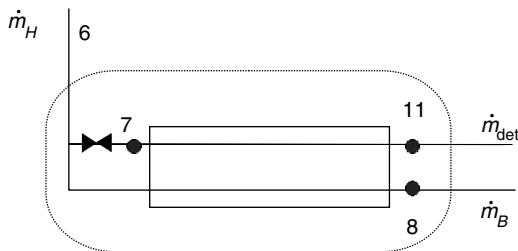


Figure 7.15 – Échangeur intermédiaire.

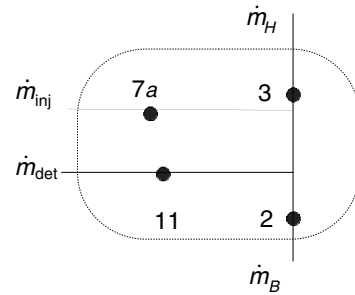


Figure 7.16 – Tuyauterie 2-3.

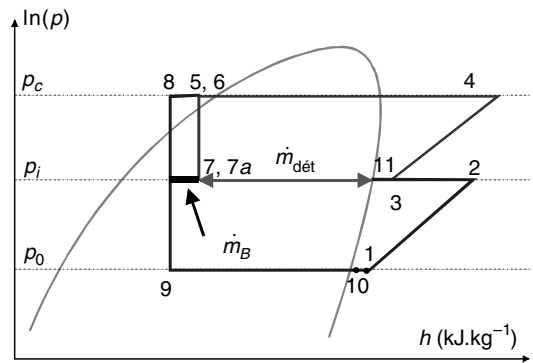


Figure 7.17 – Cycle bi-étagé avec échangeur intermédiaire.

Comme précédemment, on peut vérifier la signification physique de ces relations.

Il n'existe pas d'expression simple pour le rapport $\frac{\dot{m}_{inj}}{\dot{m}_B}$; cependant, en utilisant les deux bilans sur la tuyauterie 2-3, on obtient :

$$(\dot{m}_B + \dot{m}_{det} + \dot{m}_{inj})h_3 = \dot{m}_B h_2 + \dot{m}_{det} h_{11} + \dot{m}_{inj} h_{7a}$$

soit :

$$\dot{m}_{inj}(h_3 - h_{7a}) = \dot{m}_B(h_2 - h_3) + \dot{m}_{det}(h_{11} - h_3)$$

Cette relation exprime que la désurchauffe (2-3) du débit massique $\dot{m}_B$ est réalisée en partie par l'échauffement (11-3) du débit $\dot{m}_{det}$, et complétée par l'évaporation du débit $\dot{m}_{inj}$.

Comme dans le cas précédent, même si l'on néglige les pertes thermiques au niveau de l'échangeur intermédiaire, on constate que le débit masse HP est toujours supérieur au débit masse BP.

Les autres grandeurs sont calculées de la même façon que pour un cycle mono-étagé. Le COP de l'installation s'exprime par :

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_0}{\dot{W}_{\text{eff},BP} + \dot{W}_{\text{eff},HP}}$$

7.1.5 Choix de la pression intermédiaire

Ce choix incombe au concepteur de l'installation, en fonction de critères permettant un fonctionnement optimal (en principe, on cherche à obtenir des conditions de fonctionnement équilibrées pour les deux compresseurs, ou bien un coût de fonctionnement ou d'installation minimal). Les critères le plus souvent appliqués sont exposés ci-après, mais il est important de noter que ces derniers ne permettent qu'une présélection des deux compresseurs ; il convient ensuite de rechercher le point de fonctionnement réel, à partir des données constructeur.

■ Égalité des taux de compression

Ce critère vise à équilibrer les deux compresseurs. Il n'a pas de justification d'un point de vue purement thermodynamique (le travail pour deux compresseurs parfaits et celui pour un seul compresseur parfait seront légèrement différents suivant le refroidissement intermédiaire) mais une justification du point de vue du rendement effectif : le rendement effectif décroît lorsque le taux de compression augmente. Il y a donc intérêt à prendre des taux de compression voisins pour avoir des rendements effectifs raisonnables sur les deux étages. Les taux de compression s'écrivent $\tau_H = p_c/p_i$ et $\tau_B = p_i/p_0$. La condition $\tau_H = \tau_B$ conduit à la relation :

$$p_i = \sqrt{p_0 p_c}$$

En pratique, le choix de taux de compression identiques pour les deux étages se traduit par un déséquilibre entre les deux compresseurs : l'étage HP demande une cylindrée plus faible, mais une puissance absorbée plus élevée ! De plus, la température des vapeurs refoulées peut être excessive, notamment avec les fluides tels

que l'ammoniac (valeur du rapport c_p/c_v élevée). Certains choisissent *a priori* une pression intermédiaire supérieure à $\sqrt{p_0 p_c}$, de façon à réduire τ_H et donc à « favoriser » légèrement l'étage HP.

□ Cas de l'ammoniac

Les relations utilisées sont diverses ; ainsi, pour l'ammoniac, les valeurs les plus couramment retenues sont les suivantes :

$$p_i = \sqrt{p_0 p_c} + 0,35 \text{ (bar)}$$

$$\text{ou } T_i = T_{\text{sat}}(p_i) = \sqrt{T_0 T_c} \text{ (K)}$$

Le gain sur le COP augmente lorsque la température d'évaporation décroît. Il est dû en grande partie au gain sur le rendement effectif des compresseurs du cycle bi-étagé (+ 35 % à -30 °C mais seulement 8 % à 0 °C) par rapport au compresseur du cycle mono-étagé.

Dans le cas d'un indicateur isentropique de 0,75, on constate que le débit massique à l'étage BP ne change pas (la production frigorifique massique à l'évaporateur reste constante). Par contre, la température de refoulement augmentant, la production calorifique massique ($h_2 - h_5$) augmente de 2 à 5 %. Les données relatives à l'étage HP augmentent dans le même rapport. Pour des températures d'évaporation inférieures à -20 °C, la température de refoulement HP devient prohibitive pour le cycle mono-étagé, alors que les taux de compression restent tout à fait acceptables (infé-

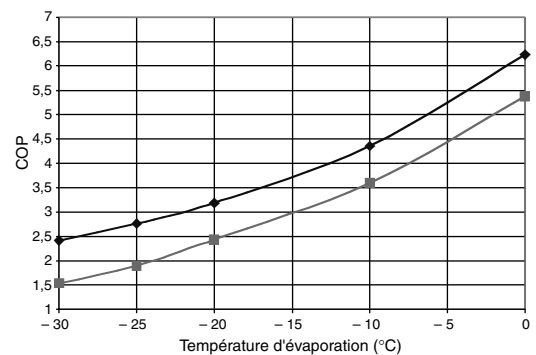


Figure 7.18 – Comparaison des COP mono/bi-étagé R-717.

rieurs à 10) : il faut mettre un œuvre un refroidissement complémentaire du compresseur. La raison essentielle, dans le cas de l'ammoniac, d'utiliser un cycle bi-étagé est plus liée à la température de refoulement qu'au gain sur le COP. C'est ainsi qu'à $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$, il serait intéressant d'utiliser un cycle bi-étagé, ce qui permettrait d'éviter le refroidissement externe du compresseur et d'améliorer le COP de 25 %.

□ Cas du R-404A

Pour le R-404A, le rapport des débits massiques $\dot{m}_H/\dot{m}_B$ est plus important, mais le rapport des volumes balayés diminue : les compresseurs sont donc moins déséquilibrés. Les températures de refoulement sont beaucoup plus basses si bien que l'avantage du cycle bi-étagé n'est plus dû à la température de refoulement. En effet, la comparaison par rapport au cycle mono-étagé montre que, dans tous les cas, les températures de refoulement restent acceptables. Le COP est bien sûr meilleur pour le cycle bi-étagé (figure 7.19). Dans le cas du R-404A, le recours au cycle bi-étagé se justifie uniquement pour le gain sur le COP effectif. C'est la raison pour laquelle le cycle bi-étagé est moins utilisé dans le cas du R-404A, il n'est justifié que lorsque le gain sur le rendement effectif des compresseurs dans le cycle bi-étagé est important par rapport au rendement effectif du cycle mono-étagé.

■ Égalité des températures de refoulement

Ce critère n'est utilisé que dans le cas de fluides à température de refoulement élevée, tels que l'ammoniac ; il permet alors de limiter

la température des vapeurs refoulées par le compresseur HP à des valeurs acceptables.

La valeur de la pression intermédiaire est obtenue par résolution graphique ou numérique, en utilisant l'équation d'état du fluide frigorigène (de façon générale, les pressions p_0 et p_c étant fixées, si la pression intermédiaire p_i augmente, la température θ_2 augmente et θ_4 diminue). On choisit la valeur de pression intermédiaire pour laquelle $\theta_2 = \theta_4$.

La figure 7.20 montre la résolution graphique appliquée à l'ammoniac pour les mêmes conditions de cycle que précédemment. On aboutit aux conditions de fonctionnement suivantes :

- R-717
- température d'évaporation : $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ (1,19 bar)
- température de condensation : $+30\text{ }^{\circ}\text{C}$ (11,6 bar)
- température intermédiaire : $2\text{ }^{\circ}\text{C}$ (4,63 bar)
- taux de compression HP : 2,55
- taux de compression BP : 3,88

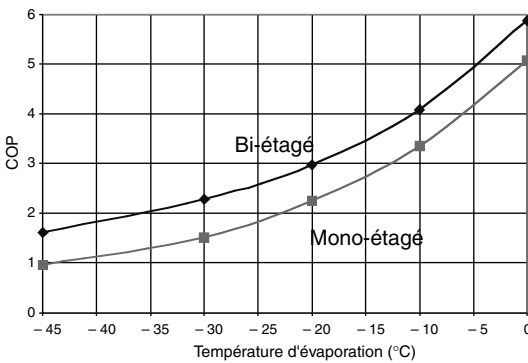


Figure 7.19 – Comparaison mono/bi-étagé R-404A.

Tableau 7.2 – Pressions de cycle et rendements compresseurs pour le R-404A.

$T_0\text{ (}^{\circ}\text{C)}$	$p_0\text{ (bar)}$	$p_i\text{ (bar)}$	$\tau_{\text{global}} \frac{p_c}{p_0}$	$\tau_H \frac{p_c}{p_i}$	$\tau_B \frac{p_i}{p_0}$	η_{vH}	η_{vB}	$\eta_{\text{eff}H}$	$\eta_{\text{eff}B}$	η_v mono-étagé	η_{eff} mono-étagé
-40	1,05	3,86	13,49	3,67	3,67	0,82	0,82	0,82	0,82	0,56	0,716
-30	2,04	5,39	6,94	2,64	2,64	0,86	0,86	0,86	0,86	0,69	0,745
-20	3,03	6,56	4,68	2,16	2,16	0,88	0,88	0,88	0,88	0,76	0,798
-10	4,24	7,85	3,27	1,81	1,81	0,9	0,9	0,9	0,9	0,82	0,836
0	6,04	9,26	2,35	1,53	1,53	0,91	0,91	0,91	0,91	0,86	0,86

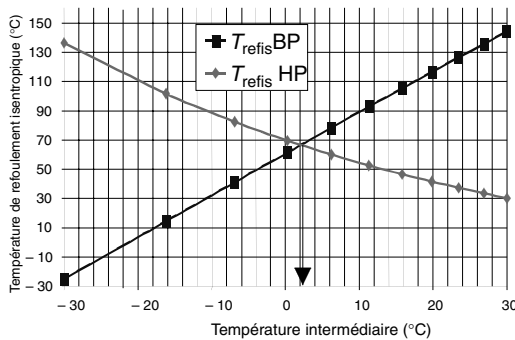


Figure 7.20 – Recherche de la pression intermédiaire (critère d'égalité des températures de refoulement). Cas du R-717.

Ce critère appelle plusieurs remarques :

- L'évaluation des températures de refoulement implique que l'on connaît *a priori* la loi de refroidissement des compresseurs (ou leur indicateur isentropique). On peut cependant se contenter des températures de refoulement isentropiques, puisque le but recherché est de limiter les températures de refoulement, mais pas nécessairement de les contrôler finement.
- En appliquant ce critère, le taux de compression de l'étage BP peut être supérieur à celui de l'étage HP, d'où un déséquilibre entre les consommations énergétiques des deux compresseurs.
- Ce critère n'est applicable qu'aux fluides s'échauffant fortement au cours de la compression ; il conduit, bien sûr, à une pression intermédiaire différente du critère d'égalité des taux de compression. Pour des fluides s'échauffant moyennement, ce critère conduit à des taux de compression beaucoup trop déséquilibrés (ainsi, pour le R-404A dans les mêmes conditions, la température intermédiaire serait de 34,6 °C, soit un taux de compression BP de 7,9 et un taux de compression HP de 1,14 !).

■ Recherche du COP optimal

Pour une puissance frigorifique donnée, optimiser le COP revient à rechercher la pression

intermédiaire pour laquelle la consommation énergétique totale est la plus faible. Les conditions de condensation et d'évaporation étant fixées, il suffit de tracer la courbe d'évolution du COP lorsque la pression intermédiaire varie. La figure 7.21 présente de telles courbes pour le R-717 et le R-404A, dans les mêmes conditions que précédemment. On constate que pour ces deux fluides, le maximum est très peu marqué (la zone de COP optimum s'étend sur quelques degrés) : le critère du COP maximal n'est donc pas toujours significatif.

R-717 :

- température intermédiaire : – 3,2 °C (environ 3,8 bar)
- COP maxi : 3,55

R-404A :

- température intermédiaire : – 0,5 °C (5,9 bar)
- COP maxi : 3,39

Il convient de remarquer que pour utiliser ce critère, il faut connaître l'évolution des rendements effectifs des compresseurs selon leurs conditions de fonctionnement.

■ Recherche de la cylindrée totale minimale

Ce critère favorise un encombrement et un coût d'investissement minimal. De nouveau, les conditions d'évaporation et de condensation étant fixées, on trace la courbe d'évolution du volume balayé installé au total, en tenant compte des rendements volumétriques des compresseurs. Comme précédemment, on constate, d'après la figure 7.22, que ce critère peut ne pas être significatif.

- R-717 : température intermédiaire 0,3 °C (environ 4,3 bar).
- R-404A : température intermédiaire 4,3 °C (6,9 bar).

■ Conclusion sur le choix de la pression intermédiaire

Comme on peut le constater, il n'existe aucun critère objectif pour choisir une valeur particulière de pression intermédiaire ; ce choix obéit plutôt à des considérations de bon sens. De façon générale, il semble logique *a priori* d'équilibrer à peu près les taux de compression

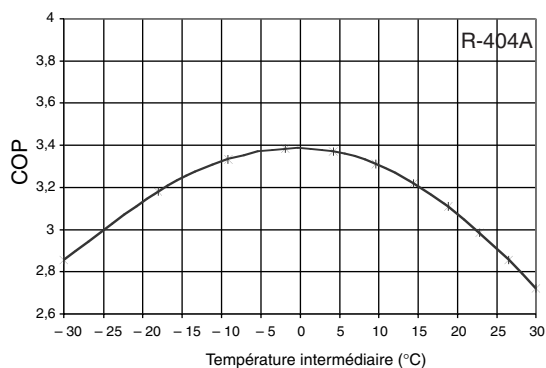
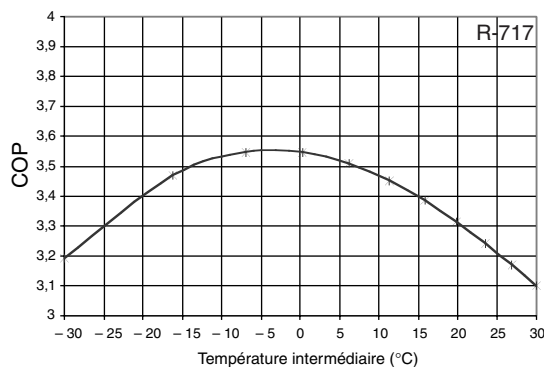


Figure 7.21 – Évolution du COP avec la température intermédiaire.

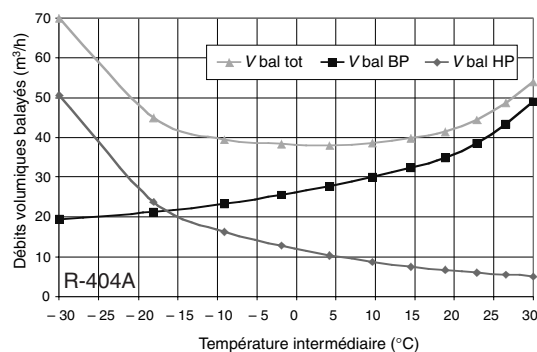
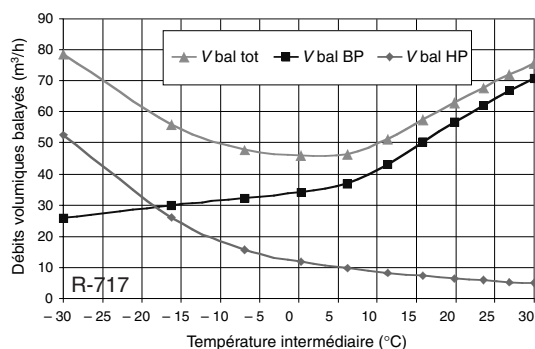


Figure 7.22 – Évolution des cylindrées avec la température intermédiaire.

des deux étages, pour faire fonctionner dans des conditions équivalentes les deux compresseurs. Par contre, pour l'ammoniac, la démarche sera différente, puisqu'en fait, la contrainte principale consiste à limiter les températures de refoulement à des valeurs acceptables.

■ Dimensionnement d'une installation frigorifique bi-étagée avec deux compresseurs : prise en compte des compresseurs réellement installés

Les températures d'évaporation et de condensation sont choisies en suivant la même démarche que celle exposée au chapitre 8. La pression intermédiaire étant évaluée *a priori* grâce à l'un des critères, on peut alors sélectionner les deux compresseurs de l'installation. Les cylindrées retenues finalement n'étant pas

égales aux cylindrées nécessaires, il convient d'affiner le cycle de fonctionnement en modifiant l'une ou plusieurs des pressions. Enfin, il est important de remarquer que, quel que soit le critère de choix de la pression intermédiaire, pour ces trois types d'installations, le débit massique HP est toujours supérieur au débit massique BP. Cependant, les vapeurs aspirés par le compresseur BP se trouvent sous une pression plus faible, leur volume massique est beaucoup plus élevé, et c'est le compresseur BP qui aura toujours la cylindrée la plus importante.

7.2 Systèmes avec un compresseur bi-étagé

7.2.1 Compresseurs bi-étagés à pistons : compresseurs compound

■ Description du compresseur

De nombreux compresseurs à pistons comprennent plusieurs cylindres. Dans ces conditions, il est possible de réaliser un compresseur bi-étagé à partir d'un seul compresseur. Pour cela, il suffit d'utiliser certains cylindres pour l'étage BP et d'autres pour l'étage HP. C'est ce que font certains constructeurs qui proposent des produits, appelés compresseurs compound. Un compresseur à deux étages comprend un étage BP et un étage HP (figure 7.23). Les vapeurs formées dans l'évaporateur à la pression p_0 sont aspirées dans les cylindres BP, puis comprimées et refoulées à la pression intermédiaire p_i dans une canalisation externe au corps du compresseur. On peut alors assurer leur refroidissement par simple injection de liquide détendu ; le mélange est alors repris dans le carter du compresseur, où il assure le refroidissement du moteur, puis aspiré dans les cylindres HP pour être comprimé puis refoulé à la pression p_c .

Le détendeur d'injection est monté d'usine sur le compresseur. Le bulbe contrôle la température des vapeurs à l'aspiration de l'étage HP, de façon à maintenir la surchauffe entre 8 et 16 °C. Ce détendeur n'est en général pas réglable.

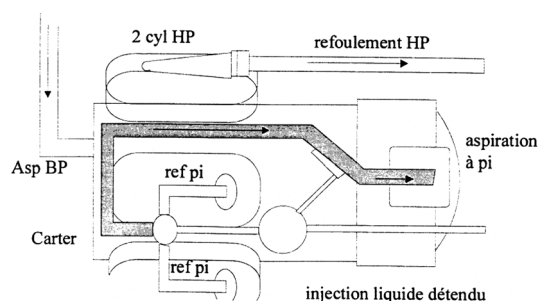


Figure 7.23 – Schéma d'un compresseur compound.

En règle générale, tous les cylindres ont les mêmes dimensions (course et alésage) ; on trouve en principe des compresseurs à trois cylindres (2 cylindres BP, 1 HP) ou 6 cylindres (4 BP et 2 HP) ou, plus rarement, 8 cylindres (6 cylindres BP, 2 HP). Il faut cependant noter que depuis très peu de temps, on trouve des compresseurs compound dont les cylindres HP diffèrent des BP, ce qui présente un avantage pour le COP du cycle qui sera justifié ultérieurement.

La répartition des cylindrées est donc une donnée caractéristique du compresseur, et la pression intermédiaire, pour un cycle donné, est nécessairement fixée par les valeurs des débits volumiques théoriques installés.

Remarque

Les vapeurs introduites dans le carter du compresseur sont à la pression p_i : c'est donc la pression du carter. Il faut noter que ce choix permet de maintenir dans des proportions raisonnables le différentiel de pression de part et d'autre des pistons HP ($p_c - p_i$) et BP ($p_i - p_0$).

■ Circuits frigorifiques utilisant un compresseur compound

□ Circuit sans échangeur sous-refroidisseur

De tels circuits frigorifiques sont plus compacts et moins onéreux. Le circuit le plus simple est représenté figure 7.24.

Le cycle suivi par le fluide frigorigène est présenté figure 7.25.

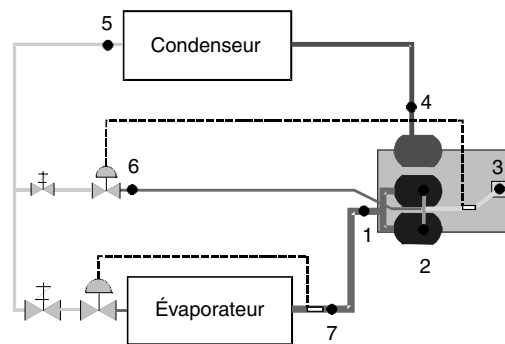


Figure 7.24 – Installation avec compresseur compound, sans échangeur sous-refroidisseur.

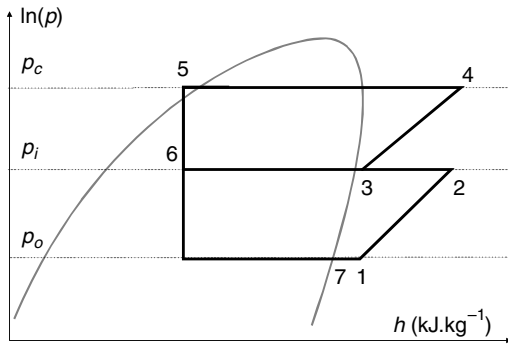


Figure 7.25 – Cycle bi-étagé avec compound, sans sous-refroidisseur.

Il s'agit d'un cycle à compression bi-étagée et à détente mono-étagée. Le circuit est très simple, mais la production frigorifique massique d'un tel cycle est peu élevée et le COP sera donc faible.

Connaissant les coordonnées thermodynamiques des points caractéristiques du cycle, on déduit les débits massiques nécessaires dans chaque partie de l'installation (bilans enthalpique et massique au niveau du nœud 2-6-3).

Bilan évaporateur :

$$\dot{m}_B = \frac{\dot{Q}_0}{h_7 - h_6}$$

Bilan massique :

$$\dot{m}_B + \dot{m}_{inj} - \dot{m}_H = 0$$

Bilan enthalpique :

$$\dot{m}_B \cdot h_2 + \dot{m}_{inj} \cdot h_6 - \dot{m}_H \cdot h_3 = 0$$

On déduit les relations suivantes :

$$\dot{m}_H = \dot{m}_B \frac{h_2 - h_6}{h_3 - h_6} \quad \dot{m}_{inj} = \dot{m}_B \frac{h_2 - h_3}{h_3 - h_6}$$

Ces relations expriment d'une part que l'évaporation du débit HP permet de condenser le débit BP, et d'autre part, que la désurchauffe (2-3) du débit BP est obtenue grâce à l'évaporation du débit d'injection.

□ Circuit avec échangeur sous-refroidisseur

Les performances énergétiques d'un tel cycle peuvent être améliorées si l'on augmente le sous-refroidissement du liquide avant sa détente de p_c à p_0 . Le circuit correspondant est alors conforme à la figure 7.27, et le cycle suivi par le fluide frigorigène est représenté figure 7.28.

Le débit d'injection est utilisé pour refroidir le débit BP avant sa détente de p_c à p_0 . Ce débit est réglé par un détendeur thermostatique dont le bulbe est placé sur la tuyauterie de reflux à pression intermédiaire (l'échan-

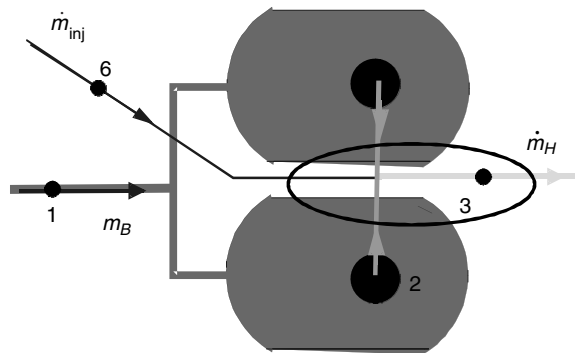
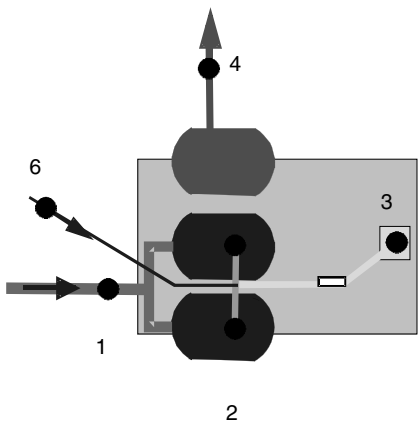


Figure 7.26 – Représentation du système thermodynamique sur lequel sont effectués les bilans.

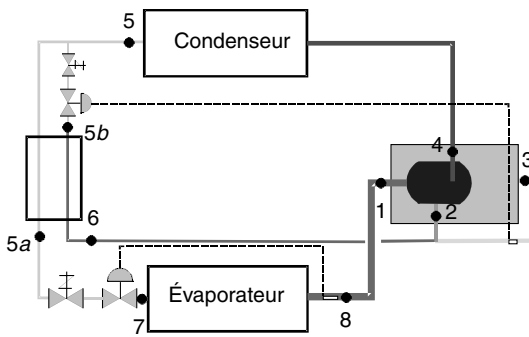


Figure 7.27 – Installation avec compresseur compound et échangeur sous-refroidisseur.

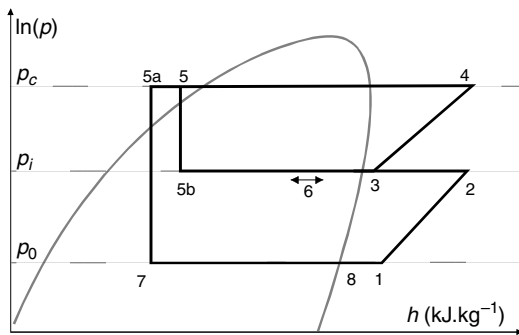


Figure 7.28 – Cycle bi-étagé avec compound et sous-refroidisseur.

geur et le détendeur sont en principe montés d'usine et fournis avec le compresseur). Par conséquent, les coordonnées du point 6 ne sont pas connues *a priori*. Par ailleurs, le débit injecté augmente par rapport au cas précédent, puisqu'il sert à la fois au sous-refroidissement et à la désurchauffe de $\dot{m}_B$. En conséquence, le rapport $\dot{m}_H/\dot{m}_B$ augmente. Le rapport des cylindrées étant fixé par le choix du compresseur, on observera une augmentation de la pression intermédiaire par rapport au cas précédent.

Bilan évaporateur :

$$\dot{m}_B = \frac{\dot{Q}_0}{h_8 - h_7}$$

Les bilans massique et enthalpique sur l'échangeur sous-refroidisseur et sur le nœud compresseur à p_i (figure 7.29) permettent de calculer les deux autres débits de l'installation indépendamment du point 6 :

$$\dot{m}_B + \dot{m}_{inj} - \dot{m}_H = 0$$

$$-\dot{m}_B \cdot h_{5a} - \dot{m}_{inj} \cdot h_6 + \dot{m}_H \cdot h_5 = 0$$

$$\dot{m}_B \cdot h_2 + \dot{m}_{inj} \cdot h_6 - \dot{m}_H \cdot h_3 = 0$$

avec surchauffe en 3, de 8 à 16 °C, et pincement en sortie du sous-refroidissement, de 6 à 10 °C.

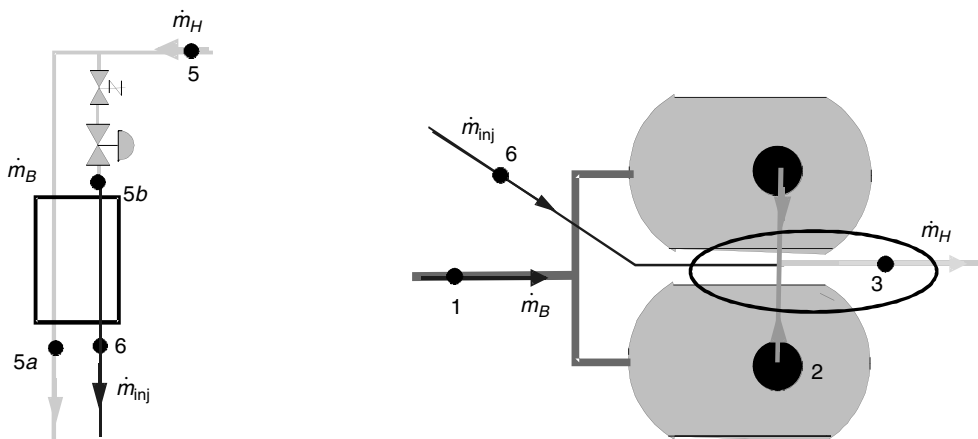


Figure 7.29 – Schéma des sous-ensembles sur lesquels sont effectués les bilans.

On déduit les deux relations :

$$\dot{m}_H = \dot{m}_B \frac{h_2 - h_{5a}}{h_3 - h_5}$$

$$\dot{m}_{inj} = \dot{m}_B \frac{h_2 - h_3 + h_5 - h_{5a}}{h_3 - h_6}$$

□ Détermination de la pression intermédiaire

Posons le problème. Le rapport des cylindrées r_c est une donnée caractéristique d'un compresseur compound et est à ce titre communiquée par les constructeurs. Les pressions d'évaporation et de condensation étant fixées, on sait calculer le rapport $\dot{m}_H/\dot{m}_B$ pour toute valeur supposée de la pression intermédiaire. En utilisant la relation :

$$r_c = \frac{\dot{V}_{bal,B}}{\dot{V}_{bal,H}} = \frac{\dot{m}_B \eta_{v,H} v_1''}{\dot{m}_H \eta_{v,B} v_3''}$$

on peut tracer la courbe d'évolution $r_c = f(p_i)$ (figure 7.30).

À une valeur de r_c donnée ne correspond qu'une seule valeur possible pour p_i . Cependant, le calcul de r_c impose de connaître la valeur du rendement volumétrique de chaque étage. Cette donnée n'est pas directement accessible par l'utilisateur, aussi, les constructeurs de compresseurs indiquent la pression intermédiaire qui s'établira dans une installation avec compresseur compound. Les figures 7.31 et 7.32 reproduisent ce type de données et les comparent à la pression inter-

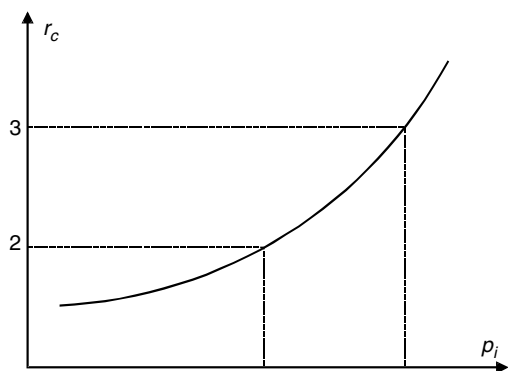


Figure 7.30 – Évolution du rapport r_c avec p_i .

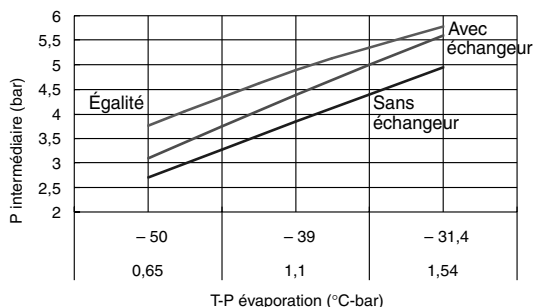


Figure 7.31 – Pression intermédiaire pour du R-22. Température de condensation : 55 °C.

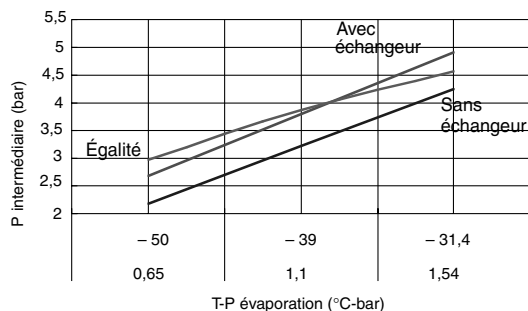


Figure 7.32 – Pression intermédiaire pour du R-22. Température de condensation : 35 °C.

médiaire correspondant au critère de l'égalité des taux de compression pour du R-22 et pour une température de condensation de 55 °C ou de 35 °C.

Ce dernier critère amène à des taux de compression naturellement plus équilibrés et à des pressions intermédiaires plus élevées : avec ce type de compresseur compound, le rapport r_c est inférieur à celui caractérisant deux compresseurs séparés.

La sélection d'un compresseur compound se fait pratiquement de la même façon que celle d'un compresseur mono-étagé, ainsi que le dimensionnement des différents composants du circuit. La valeur de la pression intermédiaire est fournie par le constructeur du compresseur, et ne doit en aucun cas être évaluée par le concepteur.

7.2.2 Compresseurs avec orifice de suralimentation : cycles à économiseur

Les compresseurs rotatifs (à vis, scroll) et les turbocompresseurs peuvent être munis d'un orifice permettant l'injection en cours de compression d'un débit détendu de p_c à une pression intermédiaire p_i dont la valeur est fixée par la position de l'orifice de suralimentation, et doit être communiquée par le constructeur du compresseur. On trouve deux types de cycles frigorifiques.

■ Cycles à détente flash

Le débit condensé à la pression p_c est détendu jusqu'à la pression p_i dans une bouteille séparatrice. Les vapeurs sont réaspirées par le compresseur *via* l'orifice de suralimentation, et le liquide est détendu de p_i jusqu'à la pression d'évaporation (figure 7.33).

Le cycle suivi par le fluide frigorigène est à compression et à détente bi-étagées (figure 7.34).

Bien que ce cycle ressemble *a priori* au cycle à injection totale avec deux compresseurs, il faut noter une différence importante : dans une installation à deux compresseurs, la totalité des vapeurs refoulées par le compresseur BP barbote dans la bouteille et, d'autre part, la totalité des vapeurs aspirées par le compresseur HP provient de la bouteille intermédiaire si bien que la surchauffe à l'aspiration du compresseur HP est faible. Dans un cycle à détente flash, les vapeurs refoulées par l'étage BP ne

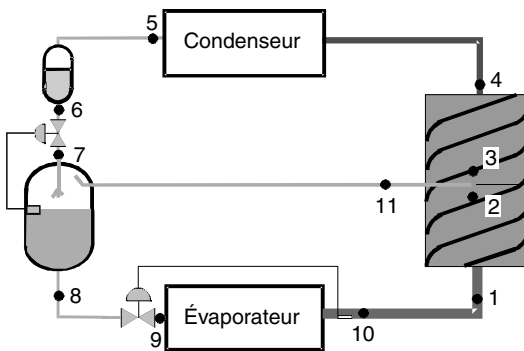


Figure 7.33 – Installation avec compresseur à suralimentation et détente flash.

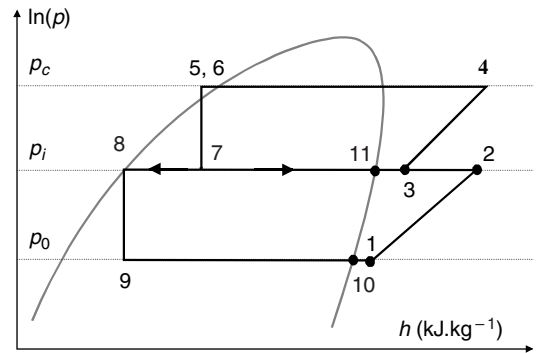


Figure 7.34 – Cycle bi-étagé avec compresseur à suralimentation et détente flash.

sont pas introduites dans la bouteille intermédiaire et, d'autre part, seules les vapeurs formées au cours de la détente (6-7) sont réintroduites dans la canalisation d'aspiration (2-3) de l'étage HP, et permettent ainsi de limiter la surchauffe à l'aspiration de l'étage HP. Cependant, le débit vapeur injecté est nettement inférieur au débit BP : la désurchauffe des vapeurs entre 2 et 3 est très limitée. Les différents débits peuvent être déduits d'un bilan sur la bouteille séparatrice à pression intermédiaire (figure 7.35). Ce bilan est très différent de celui effectué dans le cas du cycle à deux compresseurs, en effet, maintenant, il n'y a que trois échanges de matière avec l'extérieur alors que dans le cas précédent il y en avait quatre. Le débit masse dans la partie HP du cycle est maintenant uniquement la somme du débit masse dans la partie BP et du débit de vapeur

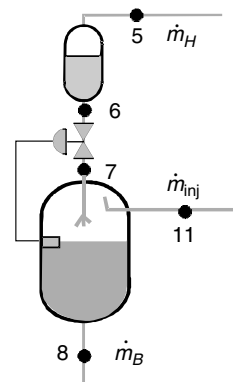


Figure 7.35 – Bouteille séparatrice.

produit dans la détente intermédiaire de l'étage HP ; il n'y a plus de terme correspondant à la vaporisation du liquide dans la bouteille afin d'assurer la désurchauffe des vapeurs refoulées par le compresseur BP. Le débit HP est donc inférieur dans ce cas par rapport au cas à deux compresseurs mais il est toujours supérieur au débit BP :

$$-\dot{m}_B - \dot{m}_{inj} + \dot{m}_H = 0$$

$$-\dot{m}_B \cdot h_8 - \dot{m}_{inj} \cdot h_{11} + \dot{m}_H \cdot h_5 = 0$$

(en négligeant les pertes par l'isolation).

Ces deux relations permettent d'aboutir aux expressions suivantes :

$$\dot{m}_{inj} = \dot{m}_H \frac{h_7 - h_8}{h_{11} - h_8} = \dot{m}_H \cdot x_{v,7}$$

$$\dot{m}_B = \dot{m}_H \frac{h_{11} - h_6}{h_{11} - h_8} = \dot{m}_H \cdot x_{L,7}$$

où $x_L = \frac{h_{11} - h_6}{h_{11} - h_8}$ est le titre en liquide donné par la règle des leviers.

En négligeant les pertes thermiques par l'isolation, on constate que le débit basse pression et le débit d'injection représentent respectivement les fractions liquide et vapeur du débit HP, ce qui n'était pas le cas pour le cycle à injection totale et à deux compresseurs.

■ Cycle avec économiseur et échangeur sous-refroidisseur

De la même façon qu'avec les compresseurs compound, on peut améliorer la production frigorifique massique à l'évaporateur en augmentant le sous-refroidissement du liquide HP avant sa détente de p_c à p_0 , conformément à la figure 7.36 ; le cycle suivi par le fluide frigorigène (figure 7.37) ressemble *a priori* au cycle à deux compresseurs et à injection partielle, mais les différences sont notables : d'une part, la pression intermédiaire n'est pas choisie par le concepteur de l'installation, mais imposée par les caractéristiques du compresseur et, d'autre part, l'injection de vapeurs saturées à la pression intermédiaire dans la tuyauterie 2-3 ne permet qu'une légère désurchauffe des vapeurs en 3.

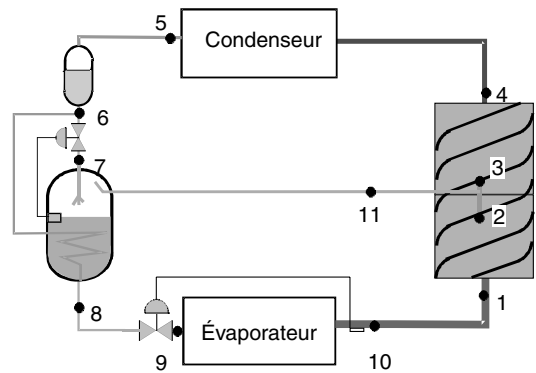


Figure 7.36 – Installation avec économiseur et échangeur sous-refroidisseur.

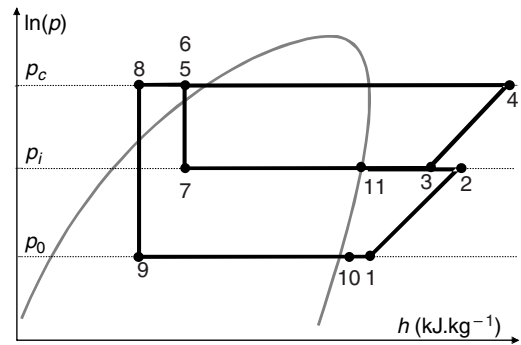


Figure 7.37 – Cycle avec économiseur et sous-refroidisseur.

Le débit massique aspiré à la basse pression par le compresseur s'obtient par bilan enthalpique à l'évaporateur ; les autres débits sont déduits des bilans massique et enthalpique sur l'ensemble (bouteille + échangeur sous-refroidisseur) représenté figure 7.38 :

$$-\dot{m}_B - \dot{m}_{inj} + \dot{m}_H = 0$$

$$-\dot{m}_B \cdot h_8 - \dot{m}_{inj} \cdot h_{11} + \dot{m}_H \cdot h_5 = 0$$

(en négligeant les pertes par l'isolation).

Ces deux relations permettent d'aboutir aux expressions suivantes :

$$\dot{m}_B = \dot{m}_H \frac{h_{11} - h_6}{h_{11} - h_8} \quad \dot{m}_{inj} = \dot{m}_H \frac{h_7 - h_8}{h_{11} - h_8}$$

$$\dot{m}_H = \dot{m}_B \frac{h_{11} - h_8}{h_{11} - h_6} \quad \dot{m}_{inj} = \dot{m}_B \frac{h_7 - h_8}{h_{11} - h_6}$$

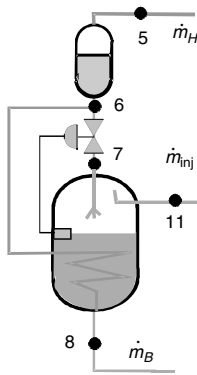


Figure 7.38 – Bouteille et échangeur sous-refroidisseur.

On retrouve les mêmes relations que précédemment, mais il est important de noter les points suivants :

- le rapport $\frac{h_{11} - h_6}{h_{11} - h_8}$ ne représente plus le titre en liquide du fluide frigorigène introduit dans la bouteille séparatrice ;
- pour la même puissance frigorifique produite à l'évaporateur, le débit massique $\dot{m}_B$ augmente ;
- le rapport $\dot{m}_{inj}/\dot{m}_B$ diminue : en effet, dans le cycle à détente flash, le débit réinjecté à p_i représente la fraction vapeur de la totalité du débit HP détendu de p_c à p_i . Dans ce cycle, on ne détend à p_i que le débit nécessaire pour augmenter le sous-refroidissement de $\dot{m}_B$ avant sa détente de p_c à p_i ;
- le rapport $\dot{m}_H/\dot{m}_B$ diminue aussi.

La figure 7.39 montre l'évolution de la température de saturation intermédiaire pour un compresseur à vis fonctionnant au R-404A et dans un cycle à économiseur avec sous refroidisseur de liquide. Dans cette figure, les courbes en pointillés montrent l'évolution de la pression intermédiaire avec le critère d'égalité des taux de compression : avec un économiseur, le taux de compression BP est toujours beaucoup plus faible que le taux de compression HP.

La figure 7.40 montre le rapport entre les grandeurs caractéristiques d'un cycle à économiseur avec sous-refroidisseur et d'un cycle mono-étagé : débit massique à l'évaporateur, puis-

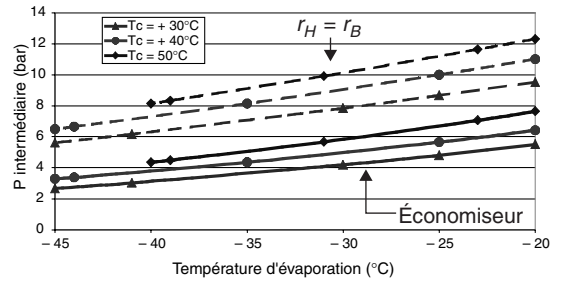


Figure 7.39 – Évolution de la pression intermédiaire (traits pleins : cycle à économiseur ; pointillés : égalité des taux de compression).

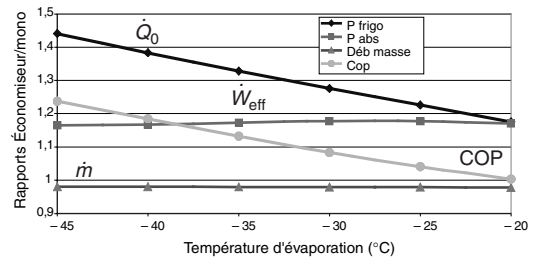


Figure 7.40 – Évolution relative des performances d'un cycle avec économiseur et sous-refroidisseur par rapport à un cycle mono-étagé.

sance frigorifique, puissance absorbée et coefficient de performance. Dans les deux cas, on utilise le même compresseur. La température de condensation est de 30 °C, la surchauffe à l'aspiration du compresseur est de 20 °C, et le sous-refroidissement en sortie de condenseur est de 5 °C, et le pincement en sortie du sous-refroidisseur est de 10 °C.

Le sous-refroidissement supplémentaire avant la détente permet d'augmenter la puissance frigorifique, et cette augmentation est d'autant plus forte que la température d'évaporation est basse. La puissance absorbée augmente aussi légèrement, ce qui peut s'expliquer par le fait qu'entre p_i et p_c , le compresseur traite un débit massique plus élevé que dans le cas d'une compression « simple ». Mais au total, le COP de l'installation est amélioré, et ce d'autant plus que la température d'évaporation est basse.

Cas du dioxyde de carbone

Les cycles trans-critiques au dioxyde de carbone ont été présentés au chapitre 3 (§ 3.6). Pour une température d'évaporation de 0 °C (35 bar) et une température avant détente de 35 °C, la HP optimale est de 98 bars, pour un COP théorique de 2,9. Le taux de compression est raisonnable (2,8 contre 3,1 pour l'ammoniac, ou 3 pour le R-134a), mais le différentiel de pressions (HP – BP), dont dépendent aussi les performances énergétiques des compresseurs, est 6 à 10 fois plus élevé qu'avec les autres fluides (pour un régime 0 °C/35 °C, avec du R-717, [HP – BP] = 9,2 bar ; avec du R-134a, [HP – BP] = 5,9 bar). Pour améliorer les rendements volumétrique et effectif des compresseurs au CO₂, les constructeurs proposent des modèles bi-étagés (pistons ou spiro-orbitaux), même pour des applications en conditionnement d'air ou en froid commercial.

Pour de plus basses températures, le CO₂ est avantageusement utilisé comme fluide frigorigène dans l'étage basse température de cascades frigorifiques (fonctionnement présenté § 7.4 et 7.5). Le fluide de l'étage haute température est, selon les concepteurs, du R-404A ou du R-717 (le couple R-717/CO₂ présentant l'avantage évident de fluides à GWP₁₀₀ pratiquement nuls).

L'évolution de la réglementation sur l'utilisation des fluides à effet de serre accélérera vraisemblablement le développement des cycles bi-étagés au CO₂ pour les applications de froid négatif (jusqu'à - 50 °C).

7.3 Autres types de circuits bi-étagés

7.3.1 Production de froid à plusieurs niveaux de température

Cette architecture de circuit s'utilise dans les cas particuliers où l'on a besoin de refroidir des charges à deux niveaux de température différents mais compatibles avec le bon fonctionnement d'une installation bi-étagée (par exemple, conservation de produits réfrigérés et de produits congelés). Le schéma d'un circuit de ce type, utilisant une bouteille intermédiaire, est présenté figure 7.41.

Le froid est produit aux températures d'évaporation θ_0 et θ'_0 ; les évaporateurs à θ_0 sont à recirculation et sont alimentés directement à partir de la bouteille séparatrice. Les vapeurs formées dans tous les évaporateurs à θ_0 sont rejetées dans la bouteille et aspirées par le compresseur HP en 3.

Le cycle suivi par le fluide frigorigène est conforme à la figure 7.42.

Les différents débits sont déduits de bilans enthalpiques et massiques.

Bilan sur la bouteille :

$$\dot{m}_H(h_7 - h_{3a}) + \dot{m}_{B2}(h_2 - h_8) + \dot{m}_{B1}(h_{8b} - h_8) = 0$$

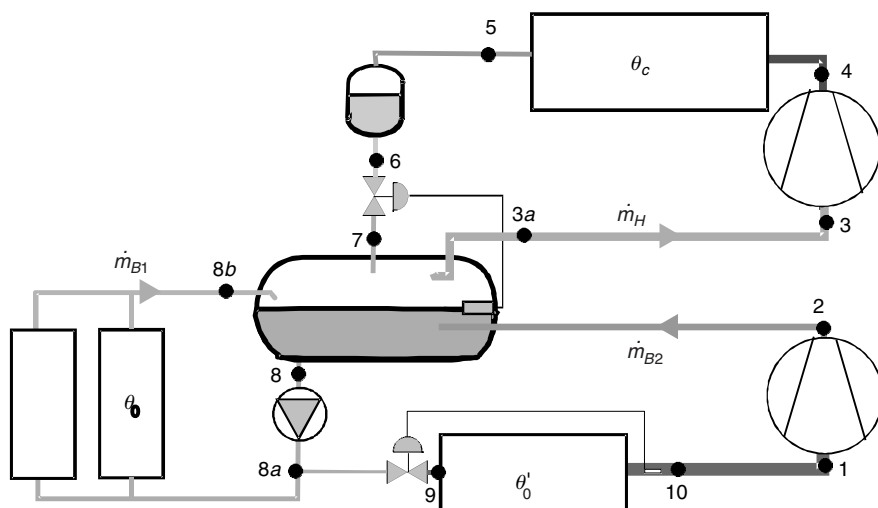


Figure 7.41 – Utilisation de froid à différents niveaux de température.

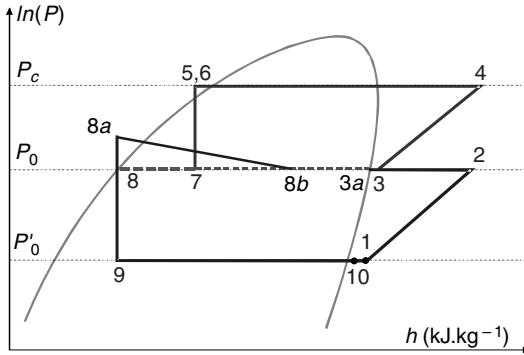


Figure 7.42 – Cycle de l'installation représentée figure 7.45.

Évaporateur à θ'_0 :

$$\dot{m}_{B2} = \frac{\dot{Q}'_0}{h_{10} - h_9}$$

Évaporateur à θ_0 :

$$\eta_{\text{hyd}} \dot{W}_{p_0} + \dot{Q}_0 = \dot{m}_{B1} (h_{8b} - h_{8a})$$

où η_{hyd} est le rendement hydraulique de la pompe de circulation. Le débit de vapeurs formées est :

$$\dot{m}_v = \frac{\dot{Q}_0 + \eta_h \dot{W}_{p_0}}{h_{3a} - h_8} \quad (\text{on rappelle que})$$

le rapport $\dot{m}_{B1}/\dot{m}_v$, ou taux de recirculation, est choisi par le concepteur).

Débit massique HP :

$$\dot{m}_H = \dot{m}_{B2} + \dot{m}_v$$

La comparaison des COP dans un tel cas dépend beaucoup du rapport des productions frigorifiques aux deux températures ainsi que des niveaux de température des deux évaporateurs. Le rendement exergetique est le meilleur indicateur dans ce cas. Pour cela, on écrit le bilan exergetique sur le système fermé, en prenant la température de condensation comme température de référence :

$$\dot{Q}_0 \left(1 - \frac{T_c}{T_0}\right) + \dot{Q}'_0 \left(1 - \frac{T'_c}{T_0}\right) + \dot{W}_{p_0}$$

$$+ \dot{W}_{\text{eff},B} + \dot{W}_{\text{eff},H} - Ex_d = 0$$

où l'on a négligé les pertes thermiques.

Les facteurs de Carnot pour les évaporateurs $\left(1 - \frac{T_c}{T_0}\right)$ et $\left(1 - \frac{T'_c}{T'_0}\right)$ sont tous les deux négatifs, et le rendement exergetique est égal à :

$$\eta_{\text{ex}} = \frac{\left| \dot{Q}_0 \left(1 - \frac{T_c}{T_0}\right) \right| + \left| \dot{Q}'_0 \left(1 - \frac{T'_c}{T'_0}\right) \right|}{\dot{W}_{p_0} + \dot{W}_{\text{eff},B} + \dot{W}_{\text{eff},H}}$$

7.3.2 Circuits avec compresseur booster

Les circuits avec compresseur booster (figure 7.43 et cycle figure 7.44) sont utilisés pour produire d'abord une puissance frigorifique à une température d'évaporation compatible avec un cycle mono-étagé, et aussi une puissance frigorifique beaucoup plus faible, à une température d'évaporation plus basse.

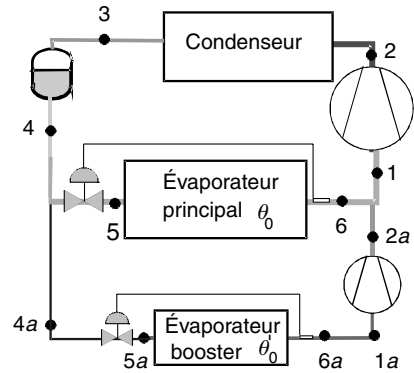


Figure 7.43 – Installation bi-étagée avec compresseur booster.

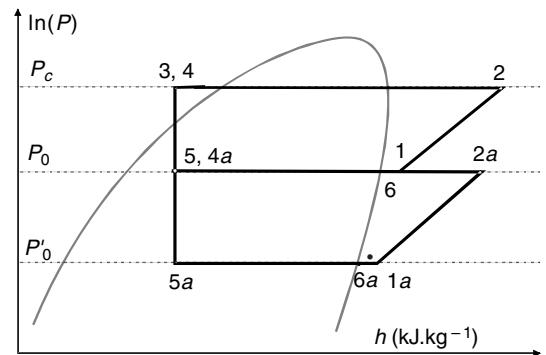


Figure 7.44 – Cycle d'une installation bi-étagée avec compresseur booster.

Tableau 7.3 – Comparaison de différents fluides frigorigènes.

	R-410A	NH ₃	R-22	R-134a	R-404A	R-407C	R-23	R-508B
T critique (°C)	70,17	132,25	96,15	101,06	72,14	86,05	25,92	12,06
P critique (bar)	47,70	113,33	49,90	40,59	37,35	46,34	48,36	38,34
P (25 °C)	16,47	10,03	10,44	6,65	12,46	10,19		
P (35 °C)	21,31	13,51	13,55	8,87	16,09	13,48		
P (– 80 °C)	0,19		0,10	0,04	0,14	0,07	1,14	1,50
T triple (°C)		– 77,66	– 157,40	– 103,30			– 155,18	
T (28 bar)	46,27	62,82	66,71	82,90	58,85	64,46	3,96	– 0,07
T (1 bar)	– 51,81	– 33,59	– 41,09	– 26,36	– 46,05	– 36,99	– 82,32	– 87,24
T (0,8 bar)	– 56,11	– 37,93	– 45,73	– 31,12	– 50,57	– 41,44	– 86,07	– 90,94

La puissance frigorifique produite dans l'évaporateur booster est en principe beaucoup plus faible que celle du circuit principal, et les débits massiques sont dans le même rapport. Par conséquent, les vapeurs quittant l'évaporateur principal en 6 ne subissent qu'un très faible échauffement supplémentaire lors du mélange avec les vapeurs refoulées en 2a : la surchauffe à l'aspiration du compresseur principal reste tout à fait conventionnelle.

Dans le cas décrit au paragraphe précédent, le circuit est conçu pour un fonctionnement simultané des deux compresseurs. Dans le cas d'un circuit avec booster, le circuit principal peut tout à fait fonctionner seul, le circuit booster étant à l'arrêt (mais l'inverse n'est pas vrai).

7.4 Cycles en cascade

7.4.1 Justification et présentation

Les cycles bi-étagés utilisent un seul fluide frigorigène. Ce dernier doit donc posséder une pression de saturation au condenseur compatible avec les pressions maximales d'utilisation des composants.

Au niveau de l'évaporateur, on préfère en principe maintenir des pressions supérieures à la pression atmosphérique, pour éviter tout risque d'introduction d'humidité dans le cir-

cuit. La température minimale d'évaporation est alors à peu près égale à la température d'ébullition : on peut ainsi descendre jusqu'à – 46 °C avec le R-404A, – 51 °C pour le R-410A et – 33 °C pour l'ammoniac. D'autres fluides (le R-23 et le R-508B, par exemple) possèdent des températures d'ébullition beaucoup plus basses, mais comme le montre le tableau 7.3, leur point critique est très bas, et leur température de saturation côté HP ne permettra pas leur condensation avec de l'air ou de l'eau (à 28 bar, la température de saturation du R-23 est de 4 °C, et celle du R-508B est à peu près de 0 °C).

On met donc en œuvre des installations comprenant deux circuits mono-étagés (ou cellules) utilisant deux fluides frigorigènes différents, travaillant à des niveaux de température différents et couplés thermiquement au niveau d'un échangeur particulier appelé évapo-condenseur : l'évaporateur de la cellule haute température permet de refroidir et de condenser le fluide frigorigène utilisé dans la cellule basse température. Le schéma de principe d'un tel dispositif est présenté figure 7.45. Dans une application typique des cascades, un HFC (R-23 ou R-508B) est utilisé dans la cellule BT, ce qui permet d'atteindre des températures d'évaporation vers – 80/– 85 °C. Dans la mesure où ces unités sont généralement utilisées dans les applications médicales, notam-

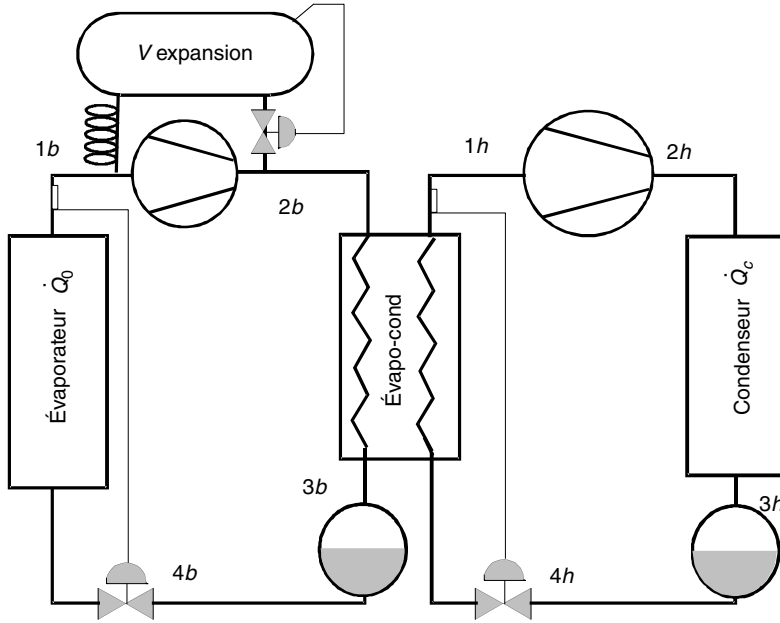


Figure 7.45 – Installation en cascade.

ment dans les hôpitaux, qui sont des ERP, la cellule HT utilise souvent du R-404A car l'ammoniac ne peut pas être utilisé dans ce cas.

Puisqu'on utilise deux fluides différents on ne peut pas représenter le cycle sur un seul diagramme. Par contre, la superposition des cycles mono-étagés parcourus par chacun des deux frigorigènes permet d'illustrer l'échange de chaleur entre les deux cellules au niveau de l'évapo-condenseur, comme le montre la figure 7.46.

Le débit massique dans la cellule basse température est déduit d'un bilan à l'évaporateur ; celui dans la cellule haute température, d'un bilan enthalpique sur l'évapo-condenseur :

$$\dot{m}_B = \frac{\dot{Q}_0}{h_{1B} - h_{4B}} \quad \dot{m}_H = \dot{m}_B \frac{h_{2B} - h_{3B}}{h_{1H} - h_{4H}}$$

Comme pour les cycles bi-étagés, le débit masse de fluide dans la partie condensant à l'atmosphère (ici, cellule haute température) est généralement plus élevé que celui traité par l'évaporateur dans la source froide. Mais dans le cas de la cascade, les pressions de fonctionnement dans chaque cellule sont à peu près équiva-

lentes, et il en est de même pour les volumes massiques : au contraire des cycles bi-étagés, la cylindrée du compresseur de la cellule haute température est plus importante que celle du compresseur de la cellule basse température.

Le calcul analytique du COP s'obtient à partir du bilan énergétique des deux cycles de la cascade idéale en supposant que le couplage est parfaitement assuré, que l'évapo-condenseur ainsi que les compresseurs et les canalisations sont adiabatiques :

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_{0,B}}{\dot{W}_{\text{eff},BT} + \dot{W}_{\text{eff},HT}}$$

Si l'échangeur à la température intermédiaire est sans pertes et donc adiabatique, on a :

$$\dot{Q}_{0,H} = |\dot{Q}_{c,B}|$$

Par ailleurs :

$$|\dot{Q}_{c,B}| = \dot{Q}_{0,B} + \dot{W}_{\text{eff},BT} = \dot{W}_{\text{eff},BT} (1 + \text{COP}_B)$$

$$\dot{W}_H = \frac{\dot{Q}_{0,H}}{\text{COP}_H} = \frac{|\dot{Q}_{c,B}|}{\text{COP}_H} = \frac{\dot{W}_{\text{eff},BT} (1 + \text{COP}_B)}{\text{COP}_H}$$

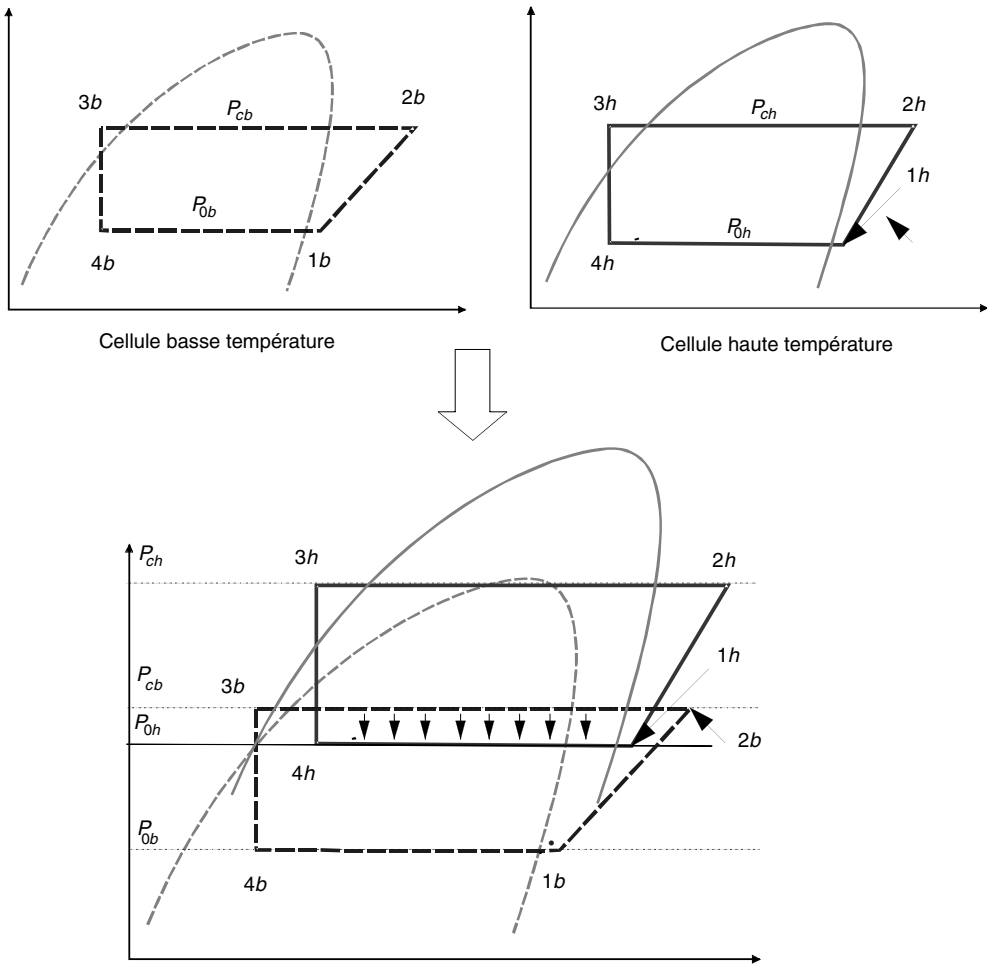


Figure 7.46 – Cycles suivis par les fluides frigorigènes dans chacune des cellules.

Ce qui donne :

$$\begin{aligned} \text{COP} &= \frac{\dot{Q}_{0,BT}}{\dot{W}_{\text{eff},BT} \left[1 + \frac{(1 + \text{COP}_{BT})}{\text{COP}_{HT}} \right]} \\ &= \frac{\text{COP}_{BT} \text{COP}_{HT}}{1 + \text{COP}_{BT} + \text{COP}_{HT}} \end{aligned}$$

qui s'écrit également :

$$\frac{1}{\text{COP}} = \frac{1}{\text{COP}_{BT}} + \frac{1}{\text{COP}_{HT}} + \frac{1}{\text{COP}_{BT}} \frac{1}{\text{COP}_{HT}}$$

La démarche précédente est valable aussi bien si l'on raisonne sur les compressions isentro-

piques que si l'on raisonne sur les puissances effectives fournies sur l'arbre des compresseurs. Le rendement effectif de compression de la cascade est donc égal à :

$$\eta_{\text{eff}} = \eta_{\text{eff},B} \eta_{\text{eff},H} \frac{1 + \text{COP}_{is,BT} + \text{COP}_{is,HT}}{1 + \eta_{\text{eff},B} \text{COP}_{is,BT} + \eta_{\text{eff},H} \text{COP}_{is,HT}}$$

Si les deux compresseurs de la cascade ont des rendements effectifs égaux, on obtient :

$$\eta_{\text{eff}} \approx \eta_{\text{eff},BT} = \eta_{\text{eff},HT}$$

en négligeant 1 devant la somme des COP.

Comme dans le cas du cycle bi-étagé, le rendement effectif global de la cascade est égal à celui de chacun des compresseurs, d'où l'intérêt de la cascade.

Remarque

Considérons un cycle à cascade dans lequel on utilise le HFC R-404A dans le cycle haute température et le HFC R-23 dans le cycle basse température. Les températures de fonctionnement sont supposées être +30 et -40 °C pour le cycle HT et -90 et -35 °C pour le cycle BT (on a pris un pincement de 5 K pour l'échange de chaleur entre l'évaporateur HT et le condenseur BT). Pour les deux cycles, on suppose que l'on a une surchauffe de 10 K et un sous-refroidissement de 5 K. Le calcul des COP conduit à : $COP_{is,BT} = 2,52$ et $COP_{is,HT} = 2,26$, ce qui donne :

$$COP_{is} = \frac{2,26 \times 2,52}{1 + 2,26 + 2,52} = 0,98$$

Si l'on veut calculer le COP, il faut tenir compte du rendement effectif de chacun des compresseurs. Dans le cas considéré ici, les taux de compression dans les deux cycles sont très élevés : 10,65 dans le cycle HT et 13,63 dans le cycle BT. Dans une étude de cas pratique, il faut travailler sur une documentation de constructeur. Ici, on prendra un rendement effectif de 0,5 pour les deux compresseurs ce qui conduit à :

$$COP_{eff,HT} = 0,5 \times 2,26 = 1,13$$

et

$$COP_{eff,BT} = 0,5 \times 2,52 = 1,26$$

soit pour la cascade :

$$COP_{eff} = \frac{1,13 \times 1,26}{1 + 1,13 + 1,26} = 0,42$$

Le rendement effectif du cycle à cascade est donc égal à :

$$\eta_{eff} = \frac{COP_{eff}}{COP} = \frac{0,42}{0,98} = 0,43$$

Pour ces conditions de température le COP de Carnot est égal à : $COP_c = \frac{183}{120} = 1,525$

On obtient donc :

$$\frac{COP_{is}}{COP_c} = 0,64 \quad \text{et} \quad \frac{COP_{eff}}{COP_c} = 0,275$$

On ne peut pas comparer ce cycle à un cycle mono-étagé car on serait incapable de faire fonctionner un cycle mono-étagé entre -90 et +30 °C.

Cette démarche donne l'ordre de grandeur de ce que l'on peut attendre d'une cascade. Pour le calcul exact, il faut bien sûr passer par des documentations constructeurs.

7.4.2 Choix du niveau de température intermédiaire

■ Choix du pincement de l'évaporateur-condenseur

Comme pour les cycles bi-étagés, on peut utiliser différents critères pour choisir le niveau de température de l'évaporateur-condenseur. Mais avant tout, il convient de choisir la valeur du pincement c'est-à-dire la différence entre la température de condensation du fluide basse température et celle d'évaporation du fluide haute température.

Dans les cas classiques, on ne peut espérer refroidir le fluide frigorigène basse température à une température inférieure à $\theta_{3b} = \theta_{0h} + 3$ °C. Comme par ailleurs, il faut un sous-refroidissement d'au moins 1 à 2 °C (pour compenser les pertes de charges dues à l'écoulement et surtout ici, l'échauffement du liquide dans la tuyauterie), l'écart de température ($\theta_{cb} - \theta_{0h}$) sera d'au moins 4, voire 5 °C. La figure 7.47 présente un profil type de températures dans l'évaporateur-condenseur.

Par ailleurs, il conditionne les performances de la cascade, car pour des températures θ_{ch} et θ_{0b} fixées par le régime externe, plus l'écart $\theta_{cb} - \theta_{0h}$ est élevé, plus les taux de compression des cellules augmentent, avec les conséquences

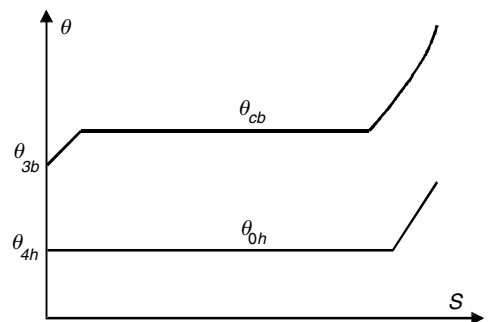


Figure 7.47 – Évolution des températures dans l'évaporateur-condenseur.

néfastes que cela entraîne. C’est pourquoi on limite sa valeur à environ 10 °C. Finalement, on choisira pour $\theta_{cb} - \theta_{0h}$ une valeur comprise entre 4 et 10 °C.

■ Égalité des taux de compression

Le tableau 7.4 récapitule les points de fonctionnement résultants du critère d’égalité des taux de compression dans une cascade dont la cellule haute température fonctionne au R-404A, la basse température est chargée soit au R-23, soit au R-508B.

- Température de condensation R-404A : + 30 °C, soit une pression de 14,19 bar.
- Température d’évaporation basse : – 85 °C (traits continus) ou – 70 °C (traits pointillés).

Pour les deux cellules, on adopte un sous-refroidissement de 3 °C avant détente, et une surchauffe de 5 °C en sortie d’évaporateur comme à l’aspiration du compresseur. Le pincement à l’évaporateur-condenseur est de 5 °C. Enfin, on traite le cas idéal de compresseurs parfaits (rendements de compresseur égaux à 1).

Tableau 7.4 – Points de fonctionnement d’une cascade par application du critère d’égalité des taux de compression ; fluide HT : R-404A, $T_{cond} = + 30\text{ °C}$.

		$\theta_{0B} = -85\text{ °C}$	$\theta_{0B} = -70\text{ °C}$
R-404A/ R-508B	$\theta_{0H}\text{ (°C)}$	– 37,3	– 26,8
	$p_{0H}\text{ (bar)}$	1,5	2,33
	$p_{0B}\text{ (bar)}$	1,16	0,85
	$\theta_{cB}\text{ (°C)}$	– 32,3	– 21,8
	$p_{cB}\text{ (bar)}$	10,98	15,27
	τ	9,47	6,09
R-404A/ R-23	$\theta_{0H}\text{ (°C)}$	– 37	– 26,2
	$p_{0H}\text{ (bar)}$	1,52	2,39
	$p_{0B}\text{ (bar)}$	2,51	1,95
	$\theta_{cB}\text{ (°C)}$	– 32	– 21,2
	$p_{cB}\text{ (bar)}$	7,96	11,56
	τ	9,34	5,94

■ Recherche du COP maximal

Comme pour les cycles bi-étagés, les températures d’évaporation BT et de condensation HT étant fixées par le régime externe, les performances d’une cascade sont liées au niveau de la température intermédiaire : si celle-ci augmente, alors le taux de compression de la cellule BT augmente (pour cette cellule, la cylindrée du compresseur doit être plus importante, et le COP diminue) et celui de la cellule HT diminue, ce qui implique une amélioration de ses performances.

On peut donc rechercher le niveau de température intermédiaire permettant à la cascade de fonctionner avec un COP le plus élevé possible. La figure 7.48 montre l’évolution du COP d’une cascade en fonction de la température de condensation de la cellule BT, et dans les mêmes conditions que précédemment.

On peut constater que le maximum du COP est légèrement plus marqué que dans le cas des cycles bi-étagés ; par ailleurs, les courbes sont bien conformes à ce que l’on peut prévoir :

- lorsque la température d’évaporation augmente : la valeur maximale du COP est plus élevée, ainsi que la température intermédiaire correspondante. Par ailleurs, le maximum est plus marqué ;
- lorsque le pincement à l’évaporateur-condenseur augmente : le COP diminue, mais la température intermédiaire « idéale » ne varie pas beaucoup.

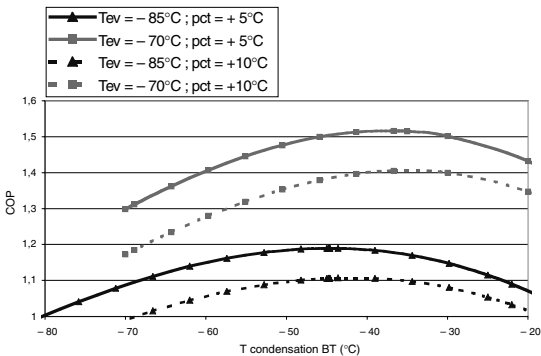


Figure 7.48 – Évolution du COP d’une cascade R-404A/R-508B en fonction de la température intermédiaire.

■ Recherche de la cylindrée minimale

La figure 7.49 montre l'évolution de la cylindrée totale des compresseurs, dans les mêmes conditions que précédemment ; la puissance frigorifique à fournir à l'évaporateur est de 10 kW.

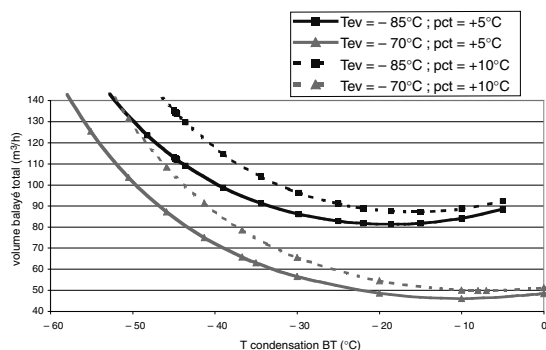


Figure 7.49 – Évolution du volume balayé total, pour une cascade R-404A/R-508B en fonction de la température intermédiaire.

■ Conclusion sur le choix de la température intermédiaire

Comme pour les cycles bi-étagés, il existe plusieurs critères pour choisir le niveau de température dans l'évaporateur-condenseur, d'autant plus qu'il faut ensuite tenir compte des cylindrées réellement installées dans chaque cellule. On peut donc, ici aussi, commencer le dimensionnement en recherchant l'égalité des taux de compression (ou, de façon rapide, choisir pour température intermédiaire, la moyenne $\frac{\theta_0 + \theta_c}{2}$) et ensuite ajuster le cycle après avoir sélectionné les compresseurs.

7.4.3 Dimensionnement d'une cascade frigorifique

Les températures d'évaporation et de condensation sont choisies en suivant la même démarche que celle exposée au chapitre 8. La pression intermédiaire étant évaluée *a priori* grâce à l'un des critères, on peut alors sélectionner les deux compresseurs de l'installation. Les cylindrées retenues finalement n'étant pas égales aux cylindrées nécessaires, il convient d'affiner le cycle de fonctionnement en modi-

fiant l'une ou plusieurs des pressions. Enfin, il est important de remarquer que quel que soit le critère de choix de la pression intermédiaire, pour ces trois types d'installations, le débit massique dans la cellule haute température est généralement supérieur au débit massique dans la cellule basse température, et le débit volumique de vapeurs aspirées reste plus important dans la cellule haute température (à la différence des installations bi-étagées avec deux compresseurs).

Enfin, la cellule basse température est munie d'un dispositif spécifique appelé vase d'expansion (voir figures 7.44 et 7.50). En effet, les fluides mis en œuvre dans cette cellule ont des pressions de saturation très élevées (point critique du R-23 : 25,92 °C et 48,36 bar ; point critique du R-508B : 12,06 °C et 38,34 bar). À l'arrêt de la machine, il faut donc empêcher la pression dans la cellule BT d'atteindre la pression d'ouverture des soupapes. Le vase d'expansion permet d'augmenter le volume interne de la cellule et de limiter l'augmentation de pression. Il est placé en parallèle entre le refoulement et l'aspiration du compresseur, et ne peut donc contenir que de la vapeur. À partir d'une valeur limite de pression dans la cellule haute température, un dispositif RP permet l'introduction de vapeurs dans le vase d'expansion. La pression est alors pratiquement uniforme dans tout le circuit : aucun débit ne traverse le capillaire. Lorsque la machine redémarre, la pression HP dans la cellule BT diminue, et le dispositif RP se ferme. La pression dans la partie BP diminue également, ce qui instaure un débit à travers le capillaire permettant de vider le vase d'expansion et

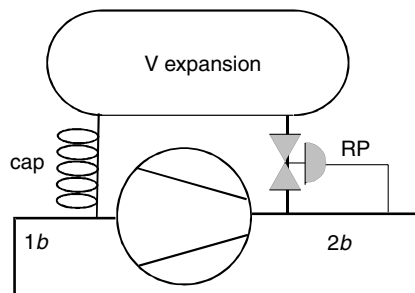


Figure 7.50 – Vase d'expansion.

de rétablir progressivement la charge en fluide frigorigène dans l'installation.

Le dispositif RP peut être une vanne spécifique (régulateur de pression), ou bien une vanne solénoïde asservie à un pressostat.

Le dimensionnement du vase d'expansion demande la connaissance de la température ambiante maximale ($T_{\max}$) dans la zone où sera installée la cascade, du volume interne (V_{cel}) de la cellule basse température et de la charge (m_f) en fluide frigorigène dans cette cellule. Enfin, on appelle $p_{\max}$ la pression maximale acceptable dans la cellule basse température (avant ouverture des soupapes), qui représente aussi la valeur de réglage du régulateur RP.

À l'arrêt de la machine, le fluide basse température peut être soumis à la température $T_{\max}$. Dans ces conditions, le vase d'expansion permet d'augmenter le volume interne de la cellule, de telle sorte que la pression ne dépasse pas la valeur $p_{\max}$; tout le fluide frigorigène est en phase vapeur, sous les conditions ($T_{\max}, p_{\max}$). Il suffit de lire le volume massique correspondant : $v''_{\max}$. Connaissant la charge en fluide frigorigène, on déduit le volume interne total (avec vase d'expansion) :

$$V_{\text{cel}} + V_{VE} = m_f v''_{\max}$$

Puisque l'on connaît le volume interne de la cellule (hors vase d'expansion), on déduit facilement le volume additionnel à installer.

7.5 Cas particulier des cascades au CO₂

L'utilisation du CO₂ comme fluide sub-critique dans l'étage basse température d'une cascade a été évoquée dans le chapitre 3. Cette solution s'est maintenant imposée en remplacement du R-22 dans les applications de froid industriel et commercial négatif (− 30 °C à − 40°C). Les performances du CO₂ en sub-critique sont excellentes, et les composants spécifiques pour cette application sont disponibles sur catalogue ; des solutions pratiques existent pour le dégivrage dans le cas de frigorifères, et la limitation de pression lors des arrêts de l'équipement n'est

pas limitée grâce à un vase d'expansion, mais soit par un maintien en température avec un groupe refroidisseur de liquide de faible puissance, soit, tout simplement, par décharge à l'atmosphère. Il résulte de tout cela qu'une cascade avec du CO₂ présente des performances énergétiques au minimum équivalentes aux installations R-22 à remplacer. Pour le refroidissement du condenseur CO₂, on recense plusieurs solutions :

- Mise en œuvre d'une cascade au sens strict du terme ; le fluide de l'étage haute température est alors de l'ammoniac ou bien un HFC tel que le R-404A ou le R-134a. L'ammoniac est bien sûr la meilleure solution du point de vue thermodynamique, mais les contraintes réglementaires liées à sa toxicité limitent fortement les possibilités d'utilisation : il existe même des cas pour lesquels l'expansion des zones urbaines rendent non conformes des sites utilisant l'ammoniac et qui initialement étaient loin de toute zone construite ! Le R-404A, fluide de remplacement du R-22, apparaît tout naturellement dans la liste des solutions, mais de plus en plus d'exploitants préfèrent s'orienter vers le R-134a, dans la crainte d'un durcissement de la réglementation vis à vis des fluides à fort potentiel d'échauffement (en effet, le GWP₁₀₀ du R-134a n'est « que » de 1 300 ou 1 430 kg éq. CO₂/kg, contre 3 900 pour le R-404A).
- Certains constructeurs proposent des « cascades indirectes », où le condenseur CO₂ est refroidi par l'intermédiaire d'un frigoporteur lui même refroidi par du R-134a. Cette architecture facilite le remplacement de l'étage haute température si, dans l'avenir, le R-134a est éliminé comme dans la climatisation mobile.

Notons que les solutions avec du CO₂ transcritique sont plus utilisées dans les pays du Nord de l'Europe et en Australie.

Quelle que soit l'architecture retenue pour la production du froid, on trouve deux possibilités pour la distribution : froid indirect, ou froid direct (dans ce dernier cas, le CO₂ joue le double rôle de fluide frigoporteur et de fluide frigorigène).

7.6 Conclusion

L'introduction du CO_2 comme fluide basse température de cascades frigorifiques a modifié le choix des cycles en fonction des températures recherchées ; en effet, il y a quelques années, pour des températures d'évaporation basses mais supérieures à $-55\text{ }^\circ\text{C}$, le cycle bi-étagé s'imposait naturellement (avec du R-22 ou du R-404A) ; cette solution est en train de disparaître progressivement au profit de la cascade avec du CO_2 , qui présente le double avantage de répondre à de futurs durcissements de la réglementation et d'atteindre des performances énergétiques très satisfaisantes. Le fluide de la partie haute température de la cascade devrait idéalement être, pour l'effet de serre, l'ammoniac, mais bien souvent le fluide retenu sera le R-134a ou le R-404A.

Avec l'ammoniac, le cycle bi-étagé s'imposera pour des températures d'évaporation comprises entre $-20\text{ }^\circ\text{C}$ (voire $-10\text{ }^\circ\text{C}$) et $-30\text{ }^\circ\text{C}$ afin d'éviter des températures de refoulement trop élevées. Pour un fluide frigorigène comme le R-404A, à faible température de refoulement, le cycle bi-étagé ne s'imposera qu'à des températures d'évaporation inférieures à -30 , voire $-20\text{ }^\circ\text{C}$. L'intérêt du cycle bi-étagé dépendra beaucoup des rendements effectif et volumétrique des compresseurs et donc de la technologie des compresseurs retenus (voir partie B). Pour les compresseurs à pistons, le rendement effectif chute fortement lorsque le taux de compression augmente. Par exemple, le choix entre un cycle mono-étagé avec un rendement effectif de compression

inférieur à 0,6 et un cycle bi-étagé avec deux compresseurs ayant des rendements effectifs supérieurs à 0,8 est immédiat : le cycle bi-étagé est préférable. Dans le cas des compresseurs rotatifs à vis ou scroll, les constructeurs recommandent pour les basses températures des cycles à injection (cycle à économiseur), ce qui est une variante de cycle bi-étagé : la compression totale est réalisée dans une seule spirale ou une seule bi-vis, et un orifice d'injection permet de refroidir les vapeurs pendant cette compression.

Des cycles trans-critiques bi-étagés au CO_2 permettraient de couvrir une large gamme de températures entre -50 et $-10\text{ }^\circ\text{C}$. Lorsque la température est inférieure à $-50\text{ }^\circ\text{C}$, la situation change radicalement, pour des raisons de pression de fonctionnement, il n'est plus possible d'utiliser un seul fluide frigorigène dans le cycle. Ni le cycle mono-étagé ni les cycles bi-étagés ne peuvent répondre au cahier des charges. Dans ces conditions, la seule solution réside dans un cycle à cascade. Le choix prioritaire est bien entendu celui des fluides basse et haute températures discuté plus haut.

Cette solution de fluide à cascade utilisant deux cycles indépendants fonctionne jusque vers $-85\text{ }^\circ\text{C}$ avec le R-508B et éventuellement jusque vers $-90\text{ }^\circ\text{C}$ avec l'éthane ou même $-100\text{ }^\circ\text{C}$ avec l'éthylène. À plus basse température, c'est la cascade intégrée qui utilise plusieurs fluides avec un seul compresseur. Cette solution est valable jusque vers $-150\text{ }^\circ\text{C}$. Encore à plus basse température, il faut avoir recours aux fluides cryogéniques (azote liquide).

8 • DIMENSIONNEMENT D'UNE MACHINE FRIGORIFIQUE À COMPRESSION MÉCANIQUE DE VAPEUR

Le dimensionnement d'une machine frigorifique commence par le choix du régime interne, à partir du régime externe fixé par l'utilisateur final.

Le régime externe comprend en principe tous les renseignements concernant les conditions de fonctionnement de la machine :

- Production de froid. L'utilisateur indique au moins :
 - la nature de la charge à refroidir (denrées, produit, eau, locaux...) ;
 - la température à laquelle cette charge doit être abaissée.
- Évacuation de la chaleur :
 - la nature du fluide caloporteur ;
 - la température de ce fluide.

Par ailleurs, il faut déterminer la puissance frigorifique à mettre en œuvre. Cette dernière peut être indiquée par l'utilisateur ; dans le cas contraire, elle sera déterminée par l'établissement d'un bilan thermique. On peut aussi imposer des contraintes supplémentaires : consommation énergétique maximale, niveau de bruit, encombrement, consommation en eau...

Enfin, on doit respecter, quand ils existent, les textes de réglementation portant sur la sécurité des personnels et des bâtiments, sur l'environnement, sur les nuisances...

Toutes ces données permettent, comme on le verra, de choisir les températures de fonctionnement de la machine frigorifique. Selon les températures et les puissances à produire, on peut sélectionner le fluide frigorigène, en

tenant compte aussi d'autres critères (d'ordre réglementaire, par exemple). Le taux de compression résultant guide le concepteur vers la mise en œuvre d'une machine à un ou plusieurs étages de compression. Le taux maximal admis en pratique pour une machine mono-étagée dépend du fluide frigorigène retenu. Pour des fluides à échauffement limité pendant la compression, on peut retenir une limite de 8, voire 10. Pour des fluides comme l'ammoniac, le taux limite de compression est plus faible ; il est en fait fixé par la température de reflux.

La démarche à suivre pour le dimensionnement d'une machine frigorifique est la même qu'il s'agisse d'une machine mono ou bi-étagée. Dans ce chapitre, nous traiterons le cas le plus usuel de la machine mono-étagée. La figure 8.1 résume l'organisation des premières étapes du dimensionnement d'une machine frigorifique.

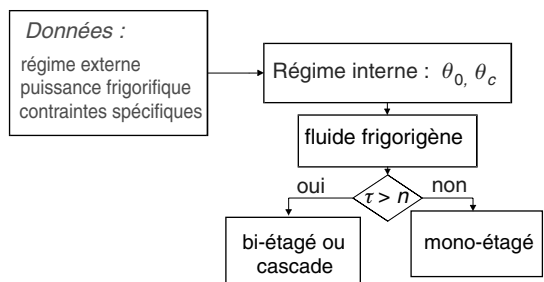


Figure 8.1 – Première étape pour le dimensionnement d'une machine frigorifique : choix du nombre d'étages de compression.

8.1 Établissement du régime interne

8.1.1 Choix des températures de cycle

Il s'agit des températures d'évaporation et de condensation. Elles dépendent du type de refroidissement mis en œuvre (direct ou indirect), des fluides secondaires qui seront utilisés, et de la technologie des échangeurs installés.

■ Température d'évaporation

Quelle que soit la technologie de l'évaporateur utilisé, on peut choisir entre deux principaux types d'alimentation : détente directe (figure 8.2), ou évaporateur noyé à regorgement (figure 8.3) ou à recirculation. Par ailleurs, le refroidissement de la charge frigorifique peut être direct (l'évaporateur est directement au contact de la charge) ou indirect (l'évaporateur refroidit un fluide frigoporteur, qui refroidit lui-même la charge). Ce dernier mode de refroidissement est vraisemblablement appelé à se développer, pour des raisons de confinement. Les valeurs données ici pour les pincements et les écarts sur le fluide secondaire se rapportent au refroidissement direct ; pour l'indirect, il faut de plus tenir compte de la présence d'un second échangeur. Dans le cas d'un évaporateur noyé, le fluide frigorigène n'est pas surchauffé : ceci permet de retenir des valeurs de pincement légèrement plus faibles.

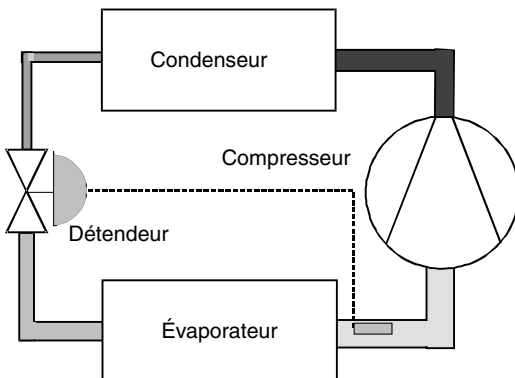


Figure 8.2 – Schéma simplifié d'une machine frigorifique à détente directe.

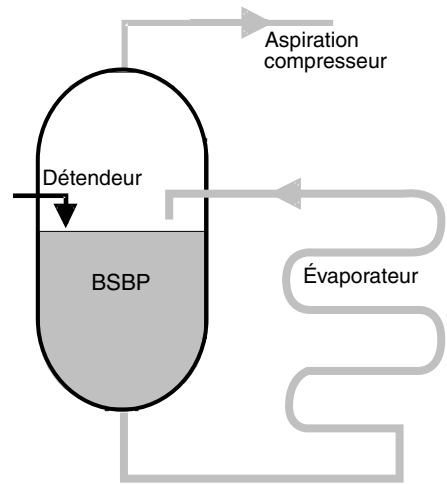


Figure 8.3 – Schéma de principe d'un évaporateur noyé (à regorgement).

□ Refroidissement d'un liquide

En principe, deux des trois grandeurs suivantes sont imposées par l'utilisateur final :

- température d'entrée du liquide (θ_{f1}),
- température de sortie du liquide (θ_{f2}),
- débit de liquide $\dot{m}_{sf}$ ou $\dot{V}_{sf}$.

Le plus souvent, on recherche une circulation des deux fluides à contre-courant ; l'évolution des températures peut être schématisée par la figure 8.4 dans le cas d'un fluide frigorigène sans glissement, et si les chutes de pressions restent négligeables.

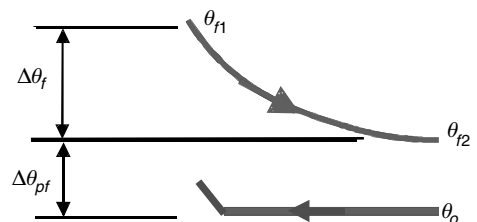


Figure 8.4 – Évolution des températures dans un évaporateur à contre-courant.

Le choix de la température d'évaporation se fait en adoptant un pincement $\Delta\theta_{pf}$ en sortie d'échangeur. La valeur retenue sera fonction du type d'évaporateur choisi (double tube concentrique, faisceau tubulaire et calandre, plaques...).

On retient en général les plages de valeurs suivantes :

– Écart de température sur l'eau :

$$\Delta\theta_f = \theta_{f1} - \theta_{f2} \text{ de } 4 \text{ à } 10 \text{ } ^\circ\text{C}$$

– Pincement en sortie :

$$\Delta\theta_{pf} = \theta_{f2} - \theta_0 \text{ de } 3 \text{ à } 10 \text{ } ^\circ\text{C}$$

De plus, le circuitage de l'échangeur devra assurer une vitesse d'eau comprise entre 0,7 et 1 m/s.

□ Refroidissement d'un débit d'air (conditionnement d'air)

Le refroidissement de l'air est assuré par des échangeurs constitués de tubes ailetés, ou « batteries », montés dans des centrales de traitement d'air, ou dans des ventilo-convecteurs, ou encore dans des *splits*. Ce type de surface offre des coefficients d'échange relativement faibles ; de plus, comme le montre la figure 8.5, la circulation des fluides ne correspond pas à un contre-courant pur. Par conséquent, les pincements adoptés ne peuvent qu'être plus élevés que dans le cas du refroidissement de liquides.

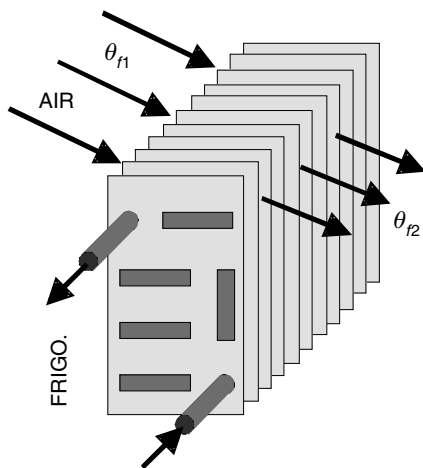


Figure 8.5 – Évaporateur refroidisseur d'air (batterie à ailettes).

Dans la figure 8.5, la température θ_{f1} représente soit la température de l'air repris de l'entrepôt à climatiser (batterie dans le local) soit la température de l'air extérieur (CTA tout air neuf) alors que θ_{f2} représente la température de l'air soufflé.

On retient en général les plages de valeurs suivantes :

– Écart de température sur l'air :

$$\Delta\theta_f = \theta_{f1} - \theta_{f2} \text{ de } 4 \text{ à } 10 \text{ } ^\circ\text{C}$$

– Pincement en sortie :

$$\Delta\theta_{pf} = \theta_{f2} - \theta_0 \text{ de } 3 \text{ à } 10 \text{ } ^\circ\text{C}$$

De plus, la section frontale de l'évaporateur est calculée de façon à ce que la vitesse de l'air soit comprise entre 1,2 et 2 m/s (on choisit de faibles vitesses pour éviter que les gouttelettes provenant de la condensation de la vapeur d'eau sur la batterie soient entraînées dans le courant d'air).

□ Refroidissement d'un débit d'air (conservation de denrées)

La donnée imposée est la température à laquelle les denrées doivent être refroidies, et donc, la température θ_a que doit atteindre le volume d'air à traiter. Si l'entrepôt est refroidi par une batterie située à l'intérieur du local, θ_a est égal à θ_{f1} sur la figure 8.5. Mais de plus, dans le cas particulier de denrées fraîches, il est impératif de maintenir l'humidité relative du local dans une plage relativement étroite qui dépend des produits à conserver et de la durée de conservation prévue. On peut se procurer des tables (par exemple auprès de l'Institut international du froid) indiquant, pour chaque produit, les conditions de température et d'humidité relatives à maintenir dans un entrepôt ainsi que la durée d'entreposage.

Par définition, l'humidité relative est égale au rapport de la pression partielle de la vapeur d'eau contenue dans un volume d'air donné, à la pression de saturation de l'eau, prise à la même température :

$$HR = \frac{p_v}{p_{\text{sat}}(\theta_a)}$$

La valeur de la pression de saturation ne dépend que de la température du local ; celle

de la pression partielle découle directement de la masse d'eau contenue dans le volume d'air, qui résulte d'un bilan hydrique prenant en compte :

- les dégagements d'humidité (selon l'occupation des locaux et le taux de renouvellement par infiltration ou ouverture des portes) ;
- les pertes en eau par condensation ou givrage sur les surfaces froides, notamment sur l'évaporateur (ces pertes sont d'autant plus importantes que l'écart $[\theta_a - \theta_0]$ est élevé).

La courbe de la figure 8.6 présente, à titre indicatif, l'évolution de l'humidité relative dans une chambre froide positive en fonction de l'écart $(\theta_a - \theta_0)$.

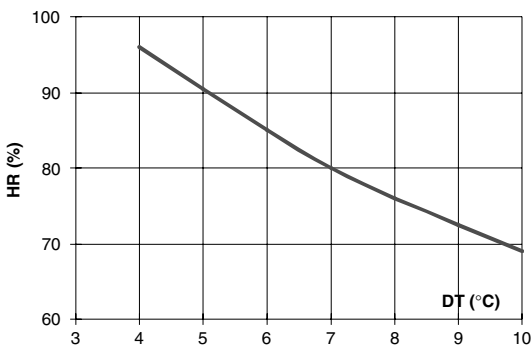


Figure 8.6 – Humidité relative dans un local en fonction de la différence entre la température du local et celle d'évaporation.

La valeur minimale (4 °C) observée pour l'écart $(\theta_a - \theta_0)$ reflète la résistance thermique représentée par le faisceau tubes/ailettes entre l'air et le fluide frigorigène en évaporation.

■ Température de condensation

Comme pour l'évaporateur, en principe, deux des trois grandeurs suivantes sont imposées par l'utilisateur final :

- température d'entrée du fluide caloporteur θ_{sc1} ,

- température de sortie du fluide caloporteur θ_{sc2} ,
- débit de fluide caloporteur $\dot{m}_{sc}$ ou $\dot{V}_{sc}$.

Comme pour l'évaporateur, le plus souvent, on recherche une circulation des deux fluides à contre-courant à travers un condenseur a déjà été présenté (voir figure 4.13, chapitre 4).

□ Condenseur à air

Dans ce cas, on connaît la température de l'air à l'entrée du condenseur. En choisissant un échauffement de l'air dans la plage de valeurs couramment utilisées, on détermine le débit d'air nécessaire pour évacuer la chaleur rejetée au condenseur.

On retient en général les plages de valeurs suivantes :

- Échauffement de l'air :

$$\Delta\theta_c = \theta_{sc2} - \theta_{sc1} \text{ de } 4 \text{ à } 10 \text{ } ^\circ\text{C}$$

- Pincement en sortie :

$$\Delta\theta_{pc} = \theta_{sc2} - \theta_c \text{ de } 3 \text{ à } 10 \text{ } ^\circ\text{C}$$

De plus, la section frontale du condenseur est déterminée pour assurer la vitesse d'air choisie. Comme il n'y a pas de condensation de vapeur d'eau, on peut adopter des vitesses plus élevées que dans le cas d'un évaporateur. On travaille en principe dans des plages de vitesses de 2 à 4 m/s ; on peut monter à 6 m/s dans le cas d'une implantation du matériel en milieu « industriel », ou quand il n'y a pas de contrainte de nuisance sonore.

□ Condenseur à eau perdue

Pour une machine frigorifique, c'est en général la température θ_{sc1} de l'eau à l'entrée du condenseur qui est imposée. Dans le cas d'une PAC, il faut plutôt respecter une température de sortie d'eau (température de l'eau à l'entrée des radiateurs). On choisit en général des échauffements relativement importants, de façon à réduire autant que faire se peut la consommation d'eau.

On retient en général les plages de valeurs suivantes :

- Échauffement de l'eau : $\Delta\theta_c = \theta_{sc2} - \theta_{sc1}$ de 4 à 10 °C (pouvant atteindre 20 , voire 30 °C).

– Pincement en sortie : $\Delta\theta_{pc} = \theta_{sc2} - \theta_c$ de 3 à 10 °C.

De plus, le débit d'eau est réparti en circuits parallèles, de façon à maintenir la vitesse de circulation entre 0,8 et 1 m/s.

□ Condenseur à eau et tour de refroidissement (voir chapitre 11)

Une telle installation permet de recycler l'eau de refroidissement du condenseur : on parle aussi de *condenseur à eau recyclée*. La tour de refroidissement est aussi appelée tour ouverte. Une tour de refroidissement permet de mettre en contact l'air humide de l'atmosphère et l'eau échauffée dans le condenseur. Une faible partie de cette eau se vaporise au contact de l'air et cette évaporation refroidit la fraction d'eau restant liquide, qui est récupérée dans un bac et renvoyée vers le condenseur. La figure 8.7 représente une tour ouverte avec circulation des fluides à contre-courant.

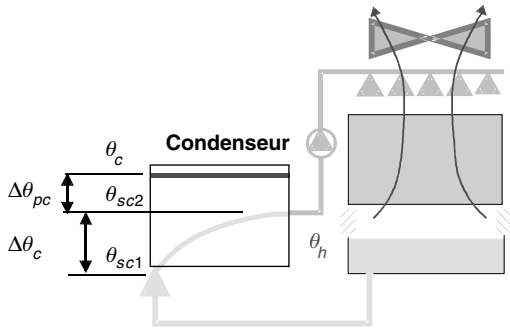


Figure 8.7 – Schéma de principe d'un condenseur à eau refroidi par une tour de refroidissement.

L'eau quittant le condenseur est envoyée, au moyen d'une pompe, dans une rampe de pulvérisation où elle est divisée en fines gouttelettes (pour améliorer l'échange thermique). En tombant, elle est ralentie par le *packing*, structure délimitant des canaux imbriqués en nid d'abeille, et dont la surface est généralement ondulée : le temps de contact air-eau est ainsi augmenté. L'eau tombe finalement dans un bac d'où elle est reprise pour être renvoyée

vers le condenseur. L'air est aspiré à la base de la tour ; le débit est réparti dans les canaux du corps de remplissage, ce qui permet d'améliorer le contact avec l'eau.

L'économie d'eau est évidente, puisque les seuls apports sont ceux nécessaires au remplacement de la fraction d'eau évaporée. En pratique, ces apports sont majorés d'environ 15 %, car il faut tenir compte de l'entraînement de gouttelettes d'eau dans le débit d'air, et de plus, pour maintenir la concentration en sels minéraux et en impuretés en dessous d'un seuil limite, il faut mettre en œuvre un débit d'appoint dans le bac de récupération.

Pour une tour de refroidissement idéale, l'eau est refroidie jusqu'à la température humide θ_h de l'air ambiant. En réalité, il existe un écart non nul entre la température θ_{sc1} de l'eau quittant la tour et θ_h ; cet écart représente l'approche de la tour : $A = \theta_{sc1} - \theta_h$.

L'approche d'une tour est de l'ordre de 3 à 8 °C ; connaissant la température humide de référence du climat dans lequel fonctionnera l'installation, on déduit la température θ_{sc1} de l'eau à l'entrée du condenseur ; on applique ensuite la même démarche que pour un condenseur à eau perdue, pour déterminer la température de condensation.

Suite à la forte sensibilisation occasionnée par la légionellose, une attention très particulière doit être apportée à la réalisation et à la maintenance des tours de refroidissement. Il est important de suivre l'évolution de la législation à ce sujet.

□ Condenseur évaporatif (ou tour fermée)

À l'examen de la figure 8.7, on constate qu'en plus d'un condenseur à eau standard, on doit mettre en œuvre une tour de refroidissement. De plus, il faut assurer la circulation de la totalité du débit d'eau de refroidissement du condenseur. Ceci représente une dépense énergétique d'autant moins négligeable qu'il faut porter l'eau à une pression de quelques bars à l'entrée des pulvérisateurs. On peut alors choisir d'utiliser un *condenseur évaporatif* (figure 8.8). Dans une telle configuration, le condenseur est intégré dans la structure de la tour ; il s'agit

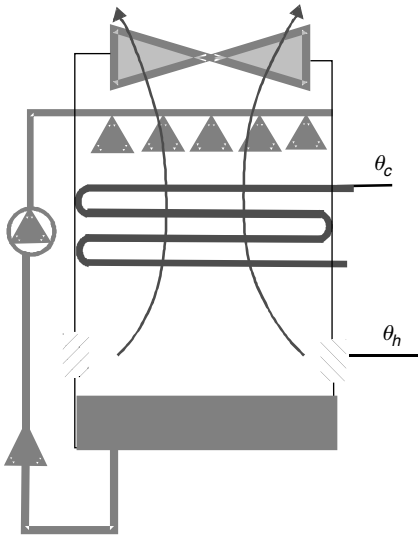


Figure 8.8 – Schéma de principe d'un condenseur évaporatif (tour à circuit fermé).

d'un faisceau de tubes à l'intérieur desquels circule le fluide frigorigène. De l'eau, reprise par une pompe dans un bac à la base du condenseur évaporatif, est pulvérisée sur la surface externe du faisceau tubulaire. La chaleur dégagée au condenseur est reprise par l'évaporation d'une partie de cette eau, comme dans le cas de la tour ouverte.

On aboutit à un dispositif plus compact, et de plus, la pompe de circulation est plus petite, puisque le débit d'eau pulvérisé est beaucoup plus faible. Par contre, la comparaison entre tour ouverte et condenseur évaporatif présentée au paragraphe suivant montre que ce dernier ne constitue pas toujours le meilleur choix. Pour un condenseur évaporatif idéal, la température de condensation est égale à la température humide θ_h de l'air ambiant. En réalité, il existe un écart non nul entre la température θ_c et θ_h ; cet écart représente l'approche : $A = \theta_c - \theta_h$.

L'approche d'un condenseur évaporatif est de l'ordre de 12 à 20 °C ; connaissant la température humide de référence du climat dans lequel fonctionnera l'installation, on déduit directement la température θ_c de condensation.

De même que pour les tours de refroidissement, des précautions doivent être prises pour éviter la légionellose et une maintenance rigoureuse est indispensable.

□ Comparaison condenseur à eau perdue/tour ouverte/condenseur évaporatif

Estimation des débits d'eau nécessaires

Le débit d'eau nécessaire au refroidissement dépend du COP de la machine frigorifique, en effet, en négligeant les pertes thermiques :

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_0}{\dot{W}} \quad \text{et} \quad \dot{Q}_0 - |\dot{Q}_c| + \dot{W} = 0$$

$$\text{donc} \quad |\dot{Q}_c| = \dot{Q}_0 \left(1 + \frac{1}{\text{COP}} \right)$$

Pour une puissance frigorifique donnée, plus faible est le COP, plus la puissance à évacuer au condenseur est élevée.

Dans le cas d'un condenseur à eau perdue, le débit d'eau nécessaire pour évacuer la puissance calorifique dégagée au condenseur s'écrit :

$$\dot{m}_1 = \frac{|\dot{Q}_c|}{c_p(\theta_{sc2} - \theta_{sc1})}$$

Lorsqu'on utilise une tour ouverte ou un condenseur évaporatif, le refroidissement est assuré par l'eau évaporée, selon la relation $\dot{Q}_c = \dot{m}_2 L_v$, où L_v est la chaleur latente de vaporisation de l'eau. Il vient finalement :

$$\dot{m}_2 = \dot{m}_1 \frac{c_p(\theta_{sc2} - \theta_{sc1})}{L_v}$$

Avec $c_p \sim 4,18 \text{ kJ/kg} \cdot ^\circ\text{C}$ et $L_v \sim 2400 \text{ kJ/kg}$, et en majorant $\dot{m}_2$ de 15 % pour tenir compte des pertes par entraînement de gouttelettes et de la purge de déconcentration, on obtient les résultats suivants :

$$\theta_{sc2} - \theta_{sc1} = 6 \text{ } ^\circ\text{C} \quad \dot{m}_2 = 0,0115 \dot{m}_1$$

$$\theta_{sc2} - \theta_{sc1} = 30 \text{ } ^\circ\text{C} \quad \dot{m}_2 = 0,06 \dot{m}_1$$

Remarque

Si $\theta_{sc2} - \theta_{sc1} = 30 \text{ } ^\circ\text{C}$, ne pas oublier de tenir compte du fait que le COP est plus faible et la chaleur à évacuer sera plus élevée.

On constate donc que même si le condenseur à eau perdue fonctionne sous un écart de température d'eau très important, la consommation d'eau $\dot{m}_2$ sera toujours beaucoup plus forte que si l'on utilise une tour $\dot{m}_1$, le rapport entre les deux consommations pouvant atteindre 80.

En revanche, l'utilisation d'une tour peut amener un surcoût à l'investissement assez important, notamment dans certains sites protégés, où toutes les garanties doivent être prises pour éviter au mieux la formation de panaches et où la maintenance associée à la légionellose est plus lourde.

Comparaison tour ouverte/condenseur évaporatif

Cette comparaison, portant essentiellement sur des aspects pratiques, est schématisée dans le tableau 8.1.

8.1.2 Choix du fluide frigorigène

Les températures de condensation et d'évaporation étant déterminées, on peut choisir le fluide frigorigène qui sera utilisé. Ce choix s'appuie évidemment sur des critères thermodynamiques, mais doit aussi tenir compte de

contraintes importantes, d'ordre réglementaire (sécurité, toxicologie et prise en compte de l'impact de l'installation frigorifique sur l'environnement).

Les critères de choix et les contraintes réglementaires ont été exposés au chapitre 3.

8.1.3 Détermination des principaux points du cycle

Le fluide frigorigène, les températures d'évaporation et de condensation étant choisis, on peut maintenant construire le cycle suivi par le fluide frigorigène.

Dans un premier temps, pour un avant projet, on peut négliger les pertes de charges dans chacun des éléments de l'installation. On peut aussi les estimer *a priori*, en se basant sur des valeurs « standard ». Dans les deux cas, une fois le matériel sélectionné, il convient alors de calculer les performances de la machine frigorifique en prenant en compte les pertes de charge réelles.

On peut différencier deux types de cycles, selon l'alimentation de l'évaporateur en fluide frigorigène :

Tableau 8.1 – Comparaison tour ouverte/condenseur évaporatif.

	Tour ouverte	Condenseur évaporatif	Commentaires
Débit d'eau pulvérisée	$1,15 \frac{\dot{Q}_c}{c_p(\theta_{sc2} - \theta_{sc1})}$	$1,15 \frac{\dot{Q}_c}{L_v}$	La consommation énergétique de la tour fermée sera moindre.
Compacité	☹	☺	La tour à circuit fermé demande moins de surface au sol.
Poids	☺	☹	Le corps de remplissage de la tour ouverte est en général en PVC.
Facilité d'installation	☺	☹	Avec une tour ouverte, le condenseur peut rester près de la machine frigorifique ; les tuyauteries d'eau ne demandent pas autant de précautions que celles de frigorigène.
Écart ($\theta_c - \theta_h$)	$\theta_c - \theta_{sc2} + \theta_{sc2} - \theta_{sc1} + \theta_{sc1} - \theta_h$	☺	De ce point de vue, les deux solutions sont équivalentes.

■ Évaporateur à détente directe

Le cycle suivi dans un diagramme $(h, \log p)$ est décrit dans la figure 8.9.

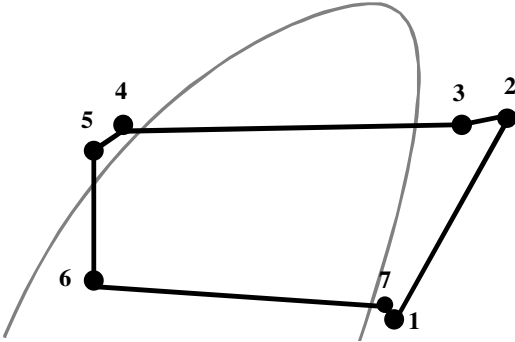


Figure 8.9 – Cycle suivi par le frigorigène dans une machine à détente directe.

La température d'évaporation choisie correspond à la température des vapeurs à saturation (fin d'évaporation). En effet, selon les règles de l'art, la partie de l'évaporateur utilisée pour la surchauffe est faible. Par conséquent, on peut considérer sans erreur notable, que pour un réglage standard de la surchauffe, les pertes de charge dans la partie de l'évaporateur correspondant à la surchauffe des vapeurs sont négligeables : la pression d'évaporation et la pression en 7 sont pratiquement confondues.

On connaît donc :

- θ_0 , température d'évaporation et p_7 , pression en sortie d'évaporateur ;
- θ_c , température de condensation et p_4 , pression en sortie de condenseur.

On estime les pertes de charge et les variations de température :

- dans la tuyauterie d'aspiration :

$$\delta p_{7-1} \text{ et } \Delta \theta_{7-1}$$

- dans la tuyauterie de refoulement :

$$\delta p_{2-3} \text{ et } \Delta \theta_{2-3}$$

- dans la tuyauterie de liquide :

$$\delta p_{4-5} \text{ et } \Delta \theta_{4-5}$$

- dans le condenseur :

$$\delta p_{3-4}$$

- dans l'évaporateur :

$$\delta p_{6-7}$$

On place alors successivement les points suivants.

Point 7 : sortie d'évaporateur. Le détendeur est réglé en principe pour maintenir une surchauffe $\Delta \theta_{SC}$ au point d'environ 5 °C (de façon plus générale, elle est comprise entre 3 et 8 °C : en dessous, les risques de coup de liquide deviennent importants, au dessus, l'évaporateur n'est pas utilisé de façon satisfaisante). Le point 7 est donc à l'intersection de l'isobare p_7 et de l'isotherme $\theta_0 + \Delta \theta_{SC}$.

Point 1 : aspiration compresseur. Lorsque les pertes de charge δp_{7-1} et l'échauffement $\Delta \theta_{7-1}$ des vapeurs dans la tuyauterie d'aspiration sont négligeables (dans le cas, par exemple, d'une machine compacte avec une tuyauterie isolée), le point 1 est confondu avec le point 7. Dans le cas contraire, le point 1 se trouve à l'intersection de l'isobare $(p_7 - \delta p_{7-1})$ et de l'isotherme $(\theta_7 + \Delta \theta_{7-1})$.

Point 2 : refoulement compresseur. La pression des vapeurs au refoulement du compresseur a pour valeur $p_2 = p_4 + \delta p_{3-4} + \delta p_{2-3}$. En pratique, on sait placer immédiatement le point de refoulement isentropique (2_{is}), à l'intersection de l'isentropie s_1 et de l'isobare p_2 . La température réelle des vapeurs refoulées pourra être estimée après la sélection du compresseur.

Point 3 : entrée condenseur. Si la tuyauterie de refoulement est suffisamment courte, le point 3 est confondu avec le point 2. Dans le cas contraire, les vapeurs sont introduites dans le condenseur à la pression $p_2 = p_4 + \delta p_{3-4}$, et à la température $\theta_3 = \theta_2 - \Delta \theta_{2-3}$.

Point 4 : sortie condenseur. Le sous-refroidissement $\Delta \theta_{SR}$ du liquide en sortie du condenseur est en général de l'ordre de 3 °C (compris entre 1 et 8 °C). Ce sous-refroidissement doit dans tous les cas être suffisant pour garantir l'alimentation du détendeur en fluide frigorigène liquide. On choisira donc des valeurs élevées de sous-refroidissement lorsque la tuyauterie liquide est longue (pertes de charge importantes) ou lorsque le fluide risque de subir un réchauffement (tuyauterie placée au soleil). Le point 4

est donc dans le domaine liquide, à l'intersection de l'isobare p_4 et de l'isotherme $\theta_4 = \theta_c - \Delta\theta_{SR}$.

Point 5 : entrée détenteur. Le fluide frigorigène doit impérativement être en phase liquide. Le point 5 se trouve à l'intersection de l'isobare $p_5 = p_4 - \delta p_{4-5}$ et de l'isotherme $\theta_5 = \theta_4 - \Delta\theta_{4-5}$.

Point 6 : entrée évaporateur. Le fluide frigorigène est détendu de p_5 à p_6 par une détente isenthalpe. Le point représentatif du mélange liquide/vapeur, en 6, se trouve à l'intersection de l'isobare $p_6 = p_7 + \delta p_{6-7}$ et de l'isenthalpe h_5 .

■ Évaporateurs noyés

Dans les évaporateurs noyés, il existe une bouteille BP séparatrice de liquide. L'évaporateur (point 1, figure 8.10) est donc alimenté par du liquide pur sans vapeur, en revanche, à la sortie de l'évaporateur (point 7), généralement, on a un mélange diphasique. Si la vaporisation est incomplète, la différence d'enthalpie utile pour la production du froid ($h_7 - h_6$) peut éventuellement être faible et, dans ce cas, le débit massique injecté dans l'évaporateur peut être supérieur au débit massique de vapeurs aspirées par le compresseur. En effet, appelons $\dot{m}_{ev}$ le débit de fluide frigorigène dans la partie 6-7 de l'évaporateur et $\dot{m}$ le débit de fluide fri-

gorigène dans le circuit, l'application du premier principe à la bouteille séparatrice (en supposant qu'il n'y a pas de pertes sur la bouteille séparatrice BP) donne :

$$\dot{m}(h_8 - h_5) = \dot{m}_{ev}(h_7 - h_6)$$

ou encore :

$$\dot{m}_{ev} = \dot{m} \frac{h_8 - h_5}{h_7 - h_6} > \dot{m}$$

Le point 8 correspond à la vapeur saturante à θ_0 et le point 5 correspond au point en entrée du détenteur.

Un évaporateur noyé présente des coefficients d'échange plus élevés qu'un évaporateur à détente directe, puisque le fluide frigorigène y est diphasique. Par contre, la mise en œuvre d'une bouteille BP a pour conséquence directe l'augmentation de la masse de fluide, ce qui va à l'encontre des réglementations et tendances actuelles.

□ Évaporateur à regorgement

Dans le cas d'un évaporateur à regorgement, l'évaporateur est alimenté par gravité en liquide basse pression à partir d'une bouteille séparatrice (figure 8.10). La circulation du fluide est provoquée par la différence de densité du frigorigène entre l'entrée et la sortie de l'évaporateur. En sortie d'évaporateur, le fluide peut

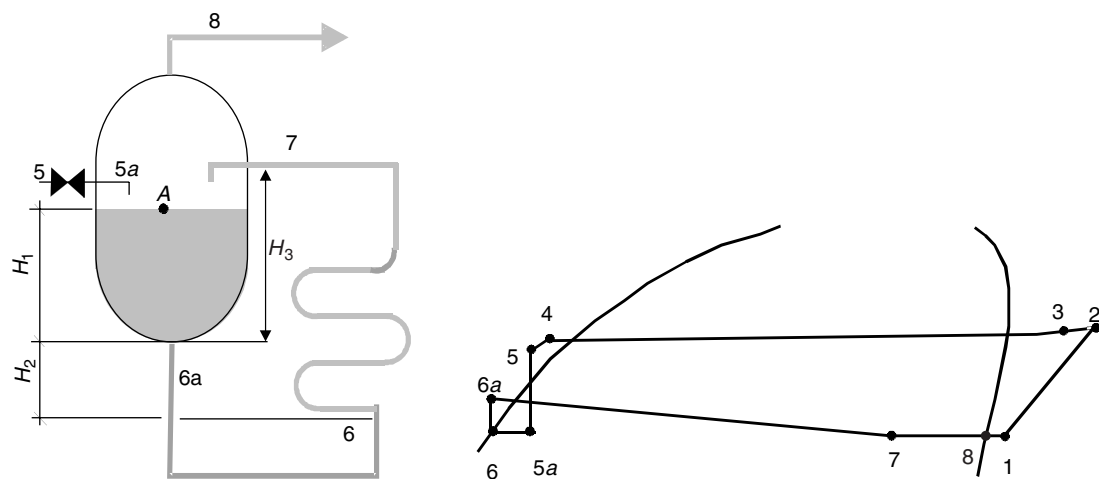


Figure 8.10 – Évaporateur à regorgement : cycle type.

être à l'état de vapeur surchauffée, saturée, ou de mélange liquide/vapeur, selon la charge thermique appliquée à l'évaporateur. En principe, on cherche à éviter les vapeurs surchauffées de sorte que la surface d'échange de l'évaporateur est entièrement utilisée pour l'échange diphasique. Les vapeurs quittant la bouteille séparatrice BP sont pratiquement saturées et la surchauffe à l'aspiration du compresseur n'est due qu'aux échauffements subis dans la tuyauterie d'aspiration.

Par rapport au diagramme de la figure 8.9, les modifications concernent l'état du fluide frigorigène à l'entrée et à la sortie de l'évaporateur. Le mélange liquide/vapeur pénètre dans la bouteille après détente en 5a, point d'intersection de l'isobare p_{5a} (voir détermination plus loin) et de l'isenthalpe h_5 . L'évaporateur est alimenté à partir de liquide pris au bas de la bouteille séparatrice, en 6a. On peut considérer que le brassage dû à la circulation est suffisant, pendant le fonctionnement de la machine frigorifique, pour que la température y soit uniforme. Si la bouteille est suffisamment isolée thermiquement, la température du liquide en 6a est donc : $\theta_{6a} = \theta_{5a} = \theta_{\text{sat}}(p_{5a})$; sinon, elle est légèrement supérieure : $\theta_{6a} = \theta_{5a} + \delta\theta_{\text{ech}}$. Il en est de même pour le point 6 (entrée dans l'évaporateur) la température du liquide est $\theta_6 = \theta_{6a} + \delta\theta_{\text{asp}}$.

Le débit de fluide dans l'évaporateur résulte de l'équilibre entre d'une part les chutes de pression dues à la circulation dans les tuyauteries et l'échangeur, et d'autre part la différence de pression totale entre la surface du liquide (A) dans la bouteille, et la sortie de l'évaporateur. Pour comprendre le phénomène, on peut appliquer la relation de Bernoulli aux systèmes suivants :

– Liquide dans la bouteille BP :

$$p_A = p_{6a} - \rho_L g H_1$$

– Tuyauterie 6a-6 :

$$p_{6a} - \delta p_{\text{liq}} = p_6 - \rho_L g H_2.$$

δp_{liq} représente les chutes de pression dues à l'écoulement du fluide dans la conduite 6a-6.

– Évaporateur :

$$p_6 + \frac{1}{2} \rho_L V_6^2 = p_7 + \frac{1}{2} \rho_7 V_7^2 + \int_6^7 \rho g dH$$

Évolution de la pression entre la sortie du détendeur et la sortie de l'évaporateur

On connaît la pression en sortie d'évaporateur, p_7 . Les relations précédentes permettent d'exprimer les pressions aux points 6a, 6 et 5a :

$$p_6 = p_7 + \delta p_{\text{ev}}$$

$$p_{6a} = p_6 + \delta p_{6-6a}$$

$$p_{5a} = p_{6a} - \rho_L g h$$

□ Évaporateur à recirculation

Dans le cas d'un évaporateur à recirculation (figure 8.11), une pompe permet de maintenir dans l'évaporateur un débit de fluide frigorigène supérieur à celui réellement évaporé. C'est donc un mélange liquide/vapeur qui revient dans la bouteille séparatrice ; les vapeurs quittant cette dernière sont aussi pratiquement saturées. Le coefficient d'échange de l'évaporateur est en principe amélioré par rapport au cas précédent, puisque la vitesse du fluide est plus élevée.

Un tel dispositif est utilisé pour alimenter plusieurs évaporateurs fonctionnant éventuellement à des températures différentes : chaque échangeur est muni de son propre détendeur (D) ainsi que d'un robinet à pression constante (R) (sauf ceux qui travaillent à la température la plus basse).

Dans un tel dispositif, il faut choisir la valeur du taux de recirculation, qui est égal au rapport entre le débit massique effectivement véhiculé par la pompe et le débit minimal qui serait nécessaire si l'évaporation était complète.

Pour une puissance frigorifique donnée, le débit de liquide envoyé dans l'évaporateur par la pompe s'écrit (figure 8.11, schéma de droite) :

$$\dot{m}_c = \frac{\dot{Q}_0}{h_8 - h_7}$$

Le débit correspondant à une évaporation totale s'écrit (figure 8.12) :

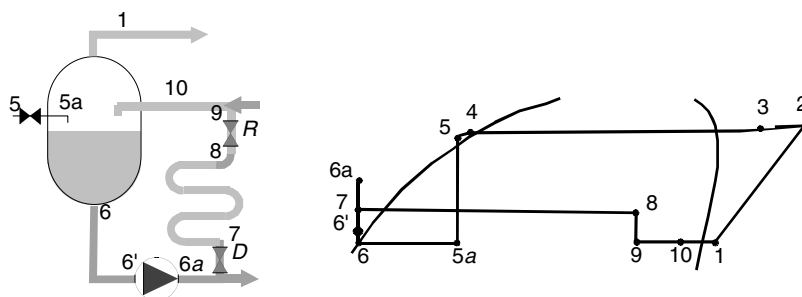


Figure 8.11 – Évaporateur à recirculation : cycle type.

$$\dot{m}_{ev} = \frac{\dot{Q}_0}{h_6 - h_{sat,v}} = \frac{\dot{Q}_0}{L_v}$$

En pratique (voir chapitre 1), on retient une valeur du taux de recirculation comprise entre 2 et 8 ; plus le volume massique du liquide est élevé, plus le taux de recirculation est faible.

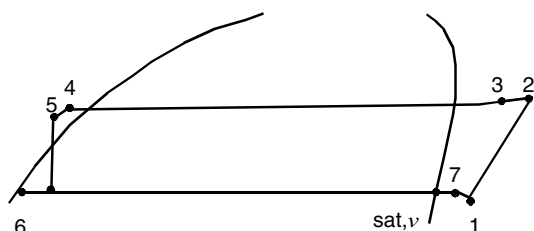


Figure 8.12 – Cas d'une évaporation jusqu'à saturation du fluide frigorigène.

8.2 Détermination des composants d'une machine frigorifique

Après avoir choisi le cycle suivi par le fluide frigorigène, et connaissant la puissance frigorifique à fournir, on peut sélectionner les composants de la machine frigorifique. La figure 8.13 permet de synthétiser la démarche proposée.

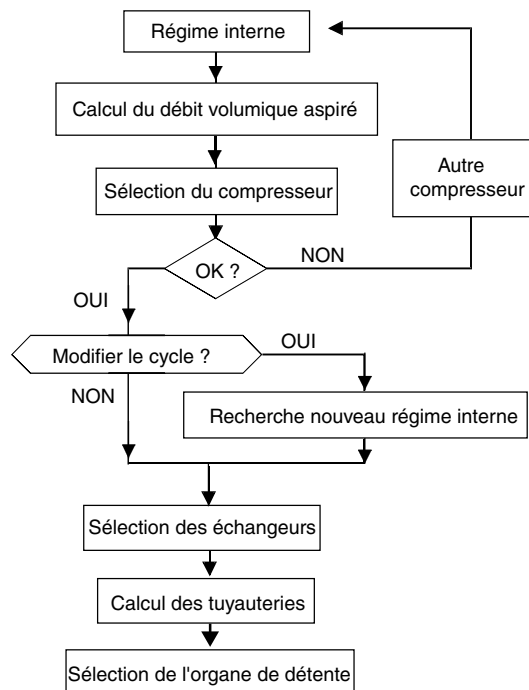


Figure 8.13 – Démarche pour la détermination des composants d'une machine frigorifique mono-étagée.

8.2.1 Débit massique évaporé et débit volumique aspiré

Débit massique de frigorigène :

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}_0}{h_7 - h_6}$$

Débit volumique que doit aspirer le compresseur :

$$\dot{V}_{\text{asp}} = \dot{m} \nu'_1$$

8.2.2 Sélection du compresseur

On connaît la valeur du rendement volumétrique.

■ Utilisation des données fournies par le constructeur

Dans ce cas, on connaît la puissance fournie à l'évaporateur d'une machine frigorifique réalisant un cycle décrit par le constructeur (les grandeurs correspondant aux données constructeur sont notées avec un astérisque), et utilisant le même fluide frigorigène que celui envisagé (figure 8.14).

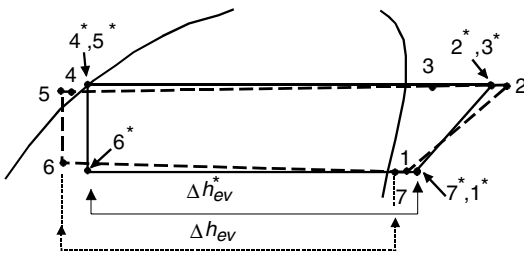


Figure 8.14 – Cycle constructeur (traits pleins) et cycle utilisateur (pointillés).

Entre le cycle constructeur et le cycle utilisateur, le débit volumique de vapeurs aspirées par le compresseur est maintenu.

Les puissances frigorifiques produites à l'évaporateur, dans chacun des deux cycles (constructeur et utilisateur), s'écrivent :

$$\dot{Q}_0^* = \dot{m}^* (h_7^* - h_6^*) = \frac{\dot{V}_{\text{asp}}}{\nu'_1} (h_7^* - h_6^*)$$

$$\dot{Q}_0 = \dot{m} (h_7 - h_6) = \frac{\dot{V}_{\text{asp}}}{\nu'_1} (h_7 - h_6)$$

soit :

$$\dot{V}_{\text{asp}} = \dot{Q}_0 \frac{\nu'_1}{(h_7 - h_6)}$$

Finalement, le compresseur à sélectionner est celui qui, dans les conditions du cycle constructeur, produira à l'évaporateur une puissance frigorifique :

$$\dot{Q}_0^* = \frac{\dot{V}_{\text{asp}}}{\nu'_1} (h_7^* - h_6^*) = \dot{Q}_0 \frac{\nu'_1}{\nu'_1} \frac{h_7^* - h_6^*}{h_7 - h_6}$$

□ Exemple de sélection d'un compresseur à partir des catalogues

On cherche à produire une puissance frigorifique pour refroidir un débit de 4 320 kg/h de fluide frigoporteur de -16 à -21 °C ($c_p = 2 \text{ kJ.kg}^{-1}.\text{K}^{-1}$), avec le régime interne suivant :

- température d'évaporation : $\theta_0 = -25$ °C (fin d'évaporation) ;
- surchauffe des vapeurs en sortie d'évaporateur : $+5$ °C (point 7 figure 8.14) ;
- température de condensation : $+40$ °C (fin de condensation) ;
- sous refroidissement du liquide en sortie de condenseur : $+3$ °C (point 4) ;
- échauffement dans la tuyauterie d'aspiration : 1 °C (point 1) ;
- désurchauffe dans la conduite de refoulement : négligeable ;
- ligne liquide : refroidissement de 1 °C (point 5).

On admet, *a priori*, les pertes de charge suivantes :

- évaporateur : $0,5$ °C ;
- tuyauterie d'aspiration : $0,5$ °C ;
- refoulement : $0,65$ °C ;
- condenseur : $0,5$ °C (température de rosée) ;
- ligne liquide : 1 °C.

Le fluide frigorigène est du R-404A. Le cycle suivi est schématisé figure 8.15.

On connaît la température de saturation en 7, sortie d'évaporateur (-25 °C). On connaît aussi la température en 7 (surchauffe de 5 °C, donc $\theta_7 = -20$ °C).

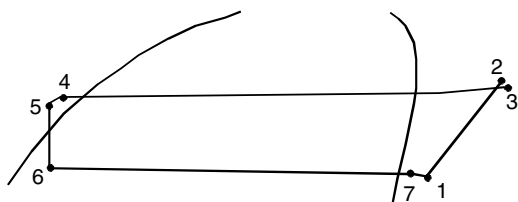


Figure 8.15 – Cycle mono-étagé.

Dans la tuyauterie d'aspiration, les vapeurs subissent une perte de charge de $0,5\text{ °C}$ et un échauffement de 1 °C . On a donc $\theta_{\text{sat},1} = -25,5\text{ °C}$ et $\theta_1 = -21\text{ °C}$.

La température de saturation en 4 est $\theta_{\text{sat},4} = +40\text{ °C}$; le sous-refroidissement est de 3 °C , donc $\theta_4 = 37\text{ °C}$. On calcule la pression de bulle : $p_4 = +18,33\text{ bar}$.

Les mélanges zéotropes présentent une petite difficulté lorsque les pertes de charge au travers des échangeurs sont exprimées en bars. En effet, à l'entrée du condenseur, on utilise le point de rosée, et le point de bulle à la sortie. Ici, on connaît la température de bulle en sortie du condenseur ; la perte de charge dans le condenseur est de $0,5\text{ °C}$, donc la température de bulle correspondant à la pression de saturation en 3 est $40,5\text{ °C}$. La pression correspondante (pression de bulle) est de $18,55\text{ bars}$, et c'est la valeur de la pression de rosée en 3. La température de rosée en 3 est alors $\theta_{\text{sat},3} = 40,85\text{ °C}$. Pour un

fluide pur ou un mélange azéotrope, on aurait eu directement $\theta_{\text{sat},3} = 40,5\text{ °C}$. Bien sûr, dans le cas du R-404A, la différence est faible, mais elle peut être très importante pour des mélanges à fort glide, tels que le R-407C.

La température réelle θ_3 d'entrée dans le condenseur n'est pas encore connue : elle est égale à la température de refoulement du compresseur.

La perte de charge dans la ligne liquide permet de déterminer la pression en 5 : $\theta_{\text{sat},5} = 39\text{ °C}$; la température du liquide avant détente est $\theta_5 = 36\text{ °C}$.

En tenant compte des chutes de pression dans la tuyauterie 2-3, on déduit la température de saturation des vapeurs au refoulement du compresseur : $\theta_{\text{sat},2\text{is}} = \theta_{\text{sat},2} = 41,5\text{ °C}$.

On peut dès lors remplir partiellement le tableau de coordonnées thermodynamiques (tableau 8.2, valeurs en gras).

On peut déjà calculer les débits nécessaires.

Débit massique de frigorigène :

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}_0}{h_7 - h_6} = \frac{12}{208,5 - 105,8} = 116,8 \times 10^{-3} \text{ kg.s}^{-1}$$

Débit volumique que doit aspirer le compresseur :

$$\begin{aligned} \dot{V}_{\text{asp}} &= \dot{m} v'_1 = 116,8 \times 10^{-3} \times 0,0817 \\ &= 9,55 \times 10^{-3} \text{ m}^3.\text{s}^{-1}, \text{ soit } 34,4 \text{ m}^3.\text{h}^{-1} \end{aligned}$$

Tableau 8.2 – Coordonnées thermodynamiques du R-404A dans le cycle étudié.

Point	θ_{sat} (°C)	Type de pression	P (bar)	θ (°C)	h (kJ.kg ⁻¹)	s (kJ.kg ⁻¹ .K ⁻¹)	v (m ³ .kg ⁻¹)
1	- 25,5	Rosée	2,45	- 19	209,5	0,849	0,0817
2 _{is}	41,5	Rosée	18,85	55,5	252,0	0,849	0,0109
2	41,5	Rosée	18,85				
3	40,85	Rosée	18,55				
4	+ 40	Bulle	18,33	37	107,4	0,39	0,001
5	39	Bulle	17,9	36	105,8	0,385	0,001
6	- 24,5	Rosée	2,55	- 25	105,8		
7	- 25	Rosée	2,5	- 20	208,5	0,843	0,0795

Le constructeur de compresseur retenu indique les puissances frigorifiques de ses compresseurs selon le cycle suivant : température des vapeurs aspirées 25 °C ; pas de sous-refroidissement. Il ne donne pas de correction applicable en fonction de la température réelle des vapeurs aspirées.

On a besoin des coordonnées thermodynamiques suivantes, pour les mêmes pressions d'aspiration et de refoulement :

- enthalpie du liquide avant détente : il s'agit du liquide saturé à 41,5 °C soit 18,85 bars ;
- enthalpie et volume massique des vapeurs à l'aspiration (2,45 bars, 25 °C).

Soit :

$$h_5^* = h_6^* = 115 \text{ kJ/kg} \quad h_1^* = h_7^* = 247,9 \text{ kJ/kg}$$

$$v_1^{**} = 0,09935 \text{ kJ/kg} \quad h_{2is}^* = 300,6 \text{ kJ/kg}$$

Première méthode : on sélectionne *a priori* un compresseur dont la puissance dans le cycle « compresseur » est au moins égale à celle que l'on doit produire. On calcule son rendement volumétrique pour les pressions d'aspiration et de refoulement auxquelles on travaillera. On peut alors déterminer le débit volumique qu'il peut aspirer. Ce débit doit être supérieur à celui dont on a besoin. Si ce n'est pas le cas, il faut recommencer la démarche avec un compresseur de cylindrée supérieure.

Dans le catalogue constructeur (tableau 8.3), le modèle *B* peut répondre au problème (compresseurs spiro-orbitaux).

Pour un régime (– 25,5/+ 41,5 °C), le

compresseur *A* fournit une puissance frigorifique de 10,29 kW, et le compresseur *B*, 13,1 kW (on calcule successivement les puissances frigorifiques pour (– 25,5/+ 40 °C) et (– 25,5/+ 45 °C), puis une seconde interpolation permet d'aboutir au régime recherché).

Le compresseur *A* ne permettra manifestement pas de produire la puissance frigorifique requise. Le compresseur *B* devrait permettre de produire la puissance frigorifique recherchée. Avec ce modèle, le débit massique aspiré sera de 98,6 g/s et le débit volumique sera de 35,3 m³/h (pour un volume balayé de 35,6 m³/h) ; on peut admettre que dans le cycle utilisateur, le débit volumique aspiré sera aussi de 35,3 m³/h. Le débit massique sera donc de 119,8 g/s, et la puissance frigorifique produite à l'évaporateur sera égale à 12,3 kW (à comparer à 13,1 kW pour le cycle constructeur).

Remarques

- Comme on le voit sur cet exemple, les performances d'un compresseur dans le cycle utilisateur peuvent être inférieures à celles annoncées pour le cycle constructeur. Dans ce cas précis, cette diminution est due à la surchauffe très importante des vapeurs aspirées dans le cycle constructeur : pour un même débit masse, la puissance frigorifique est plus élevée, car la production frigorifique massique augmente.
- En toute rigueur, il est plus prudent, vis-à-vis du respect du cahier des charges, de sélectionner le modèle de puissance immédiatement supérieure à celle demandée.

Tableau 8.3 – Catalogue constructeur : puissances frigorifiques en kW.

Modèle	Température de condensation (°C)	Température d'évaporation (°C)				
		– 35	– 30	– 25	– 20	– 15
A	35	7,02	9,2	11,61	14,28	17,28
	40	6,51	8,48	10,77	13,27	16,07
	45	6,02	7,82	9,93	12,22	14,81
B	35	9,02	11,73	14,63	17,83	21,46
	40	8,46	10,95	13,67	16,67	20,04
	45	7,81	10,18	12,65	15,45	18,57

Deuxième méthode : le compresseur retenu doit afficher une puissance frigorifique « constructeur » au moins égale à :

$$\begin{aligned}\dot{Q}^* &= \frac{\dot{V}_{asp}^*}{\nu_1^*} (h_7^* - h_6^*) = \dot{Q}_0 \frac{\nu_1''}{\nu_1^*} \frac{h_7^* - h_6^*}{h_7 - h_6} \\ &= 12 \times \frac{0,0817}{0,09935} \times \frac{247,9 - 115}{208,53 - 105,8} \\ &= 12,8 \text{ kW}\end{aligned}$$

On sélectionne le modèle dont la puissance est immédiatement supérieure, donc le compresseur B, à 13,1 kW. Dans les conditions réelles d'utilisation, ce compresseur fournira une puissance frigorifique de 12,3 kW, son débit volumique à l'aspiration sera de $9,79 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$, son débit massique de 119,8 g/s (les différences numériques proviennent des arrondis de calcul).

■ Utilisation d'un logiciel de sélection fourni par le constructeur

De nombreux fabricants de compresseurs fournissent des logiciels de sélection qui permettent de prendre en compte les conditions réelles d'utilisation de leurs matériels.

Exemple 1

La figure 8.16 montre l'écran de sélection du logiciel Bitzer (version 3.1). Le fluide frigorigène est du R-717. L'utilisateur indique les *températures de saturation à l'aspiration et au refoulement* du compresseur. Il indique aussi le sous-refroidissement du liquide avant détente (point 5), la surchauffe à l'aspiration et celle en sortie d'évaporateur (surchauffe utilisable). Enfin, le logiciel requiert la puissance frigorifique (produite à l'évaporateur). Après calcul, deux modèles sont proposés, encadrant la puissance frigorifique recherchée. Dans cet exemple, nous choisirons le compresseur W2NA, pour une puissance frigorifique de 15,18 kW. Le débit massique étant indiqué, le calcul du débit volumique de vapeurs aspirées très aisé. Un autre écran permet de connaître le volume balayé ($49,9 \text{ m}^3/\text{h}$).

Exemple 2

Les figures 8.17 à 8.19 présentent le logiciel de sélection Select 4, de DWM Copeland : comme précédemment, les températures d'évaporation et de condensation demandées doivent correspondre aux pressions d'aspiration et de refoulement (figure 8.17). Par contre, l'écran représenté figure 8.18 permet d'accéder à une description plus détaillée du circuit frigorifique, où la puissance frigorifique

Type de compress.	W2TA	W2NA
Puiss. frigorifique	10.63 kW	15.28 kW
Puiss. frigorifique *	10.36 kW	14.89 kW
Puiss. évaporateur	10.56 kW	15.18 kW
Puissance à l'arbre	3.28 kW	4.71 kW
Facteur de puiss.	3.24	3.24
Facteur de puiss. *	3.16	3.16
Débit de masse	34.6 kg/h	49.7 kg/h
Vitesse de rotation cor	1450 /min	1450 /min

Refroidissement supplémentaire / Limitations (voir limites + données T.)!

* d'après ISO-DIS 9309 / Din 8928 pour surchauffe des gaz asp. de 10K, sans sous-refroidis. de liquide

Figure 8.16 – Écran de sélection du logiciel Bitzer (version 3.1).

Conditions de fonctionnement

P. frigo. nécessaire kW

Temp. Evap. °C

☒ Gaz aspirés °C

☐ Surchauffe aspiration

Temp. Cond. °C

Sous-refroidissement K

OK Annuler Sélection Vue du circuit

Figure 8.17 – Logiciel Select 4 de Copeland : conditions de fonctionnement du compresseur.

Conditions de fonctionnement

Compresseur : P. frigo. kW

Temp. Aspi. Saturée °C

Gas aspirés °C

Temp. Ref. Saturée °C

Sous-refroidissement K

Puiss. requise dans le système kW

Perte de charge refoulement K

Perte de charge aspiration K

Surchauffe à l'évap. K

Temp. Evap. °C

Temp. Condensation °C

Temp. Liquide °C

Calculer

OK Annuler Sélection Vue du compresseur

Figure 8.18 – Logiciel Select 4 de Copeland : conditions de fonctionnement du circuit frigorifique.

Sélection du compresseur

Fichier Affichage Configurations Aller sur le réseau Aide

Puissance requise: 15,6 kW Semi-hermétique Discus Sous-ref.: 9,0 K
 à: -10,0 / 40,0 °C D3DS-100X Gaz aspirés: -2,0 °C
 50Hz R134a

Compresseur	Puiss. frigo.	Puiss. Syst.	Puissance absorbée	Intensité	C.O.P.	Débit masse	Rejet de chaleur
D3DC-100X	12,69	12,53	4,39	9,97	2,89	81,56	15,77
D3DC-75X	12,99	12,82	4,47	8,56	2,90	83,46	16,12
D3DS-100X	16,91	16,70	5,90	11,90	2,86	108,68	21,06
D3DS-150X	17,66	17,44	6,13	13,28	2,88	113,50	21,96
D4DA-100X	20,00	19,75	6,53	12,62	3,06	128,51	24,48

Figure 8.19 – Logiciel Select 4 de Copeland : sélection du compresseur.

« compresseur » et puissance frigorifique « système » sont clairement différenciées. Le logiciel sélectionne alors le compresseur dans les conditions de fonctionnement utilisateur (figure 8.19).

Comme on peut le constater dans les deux exemples précédents, la sélection d'un compresseur à l'aide de logiciels est plus rapide qu'à partir des supports papier, mais demande certaines précautions dans la saisie des données. Quel que soit le moyen de sélection utilisé, les constructeurs communiquent au moins :

- la puissance frigorifique « compresseur », dont on peut déduire les débits massique et volumique aspirés ;
- la puissance absorbée ; dans le cas d'un compresseur ouvert, il s'agit de la puissance mécanique nécessaire sur l'arbre, et il faut alors sélectionner un moteur électrique. Dans le cas de compresseurs hermétiques ou hermétiques accessibles, il s'agit de la puissance électrique absorbée par le moteur du compresseur.

8.2.3 Puissance absorbée et sélection du moteur électrique (si nécessaire)

■ Cas d'un compresseur ouvert

Le constructeur indique, pour son régime de fonctionnement, la puissance absorbée sur l'arbre du compresseur. On déduit alors la valeur du rendement effectif :

$$\eta_{\text{eff}} = \dot{m} \frac{h_{2is}^* - h_1^*}{\dot{W}_{\text{eff}}^*}$$

On peut facilement déduire la puissance absorbée dans le cycle réellement choisi, et sélectionner le moteur électrique d'entraînement.

■ Cas d'un compresseur hermétique ou semi-hermétique (reprise de l'exemple page 227)

Dans ce cas, le constructeur indique directement la puissance électrique absorbée par le compresseur, comme le montre le tableau 8.4 ;

Tableau 8.4 – Puissances électriques absorbées.

Modèle	Température de condensation (°C)	Température d'évaporation (°C)				
		– 35	– 30	– 25	– 20	– 15
B	35	6,27	6,73	7,19	7,64	8,09
	40	6,71	7,22	7,72	8,21	8,69
	45	6,16	7,73	8,28	8,82	9,35

il indique aussi les intensités de courant absorbé, pour permettre le dimensionnement des lignes et des protections électriques.

Pour le compresseur, le régime retenu est de $-25,5/+41,5$ °C. La puissance absorbée est de 7,84 kW (obtenue par interpolation linéaire) dans le cycle constructeur.

Nous pouvons alors estimer la température de refoulement réelle du compresseur : on estime par exemple que les pertes vers l'ambiance au niveau du compresseur correspondent à 25 % de la puissance électrique absorbée.

En pratique, le rendement effectif global reste constant entre le cycle utilisateur et le cycle constructeur. Il faut donc calculer la valeur de ce rendement à partir du cycle constructeur :

$$\eta_{\text{eff}} = \frac{\dot{m}^*(h_{2is}^* - h_1^*)}{\dot{W}_{\text{elec}}} = \frac{98,6 \times 10^{-3} \times (300,6 - 247,9)}{7,84} = 0,66$$

Le bilan d'énergie au compresseur s'écrit :

$$\dot{m}(h_1 - h_2) + \dot{W}_{\text{elec}} + \dot{Q}_{\text{amb}} = 0$$

avec $\dot{Q}_{\text{amb}} = -0,25 \dot{W}_{\text{elec}}$

soit :

$$h_2 = h_1 + \frac{0,75 \dot{W}_{\text{elec}}}{\dot{m}} = h_1 + 0,75 \frac{(h_{2is} - h_1)}{\eta_{\text{eff}}}$$

On trouve $h_2 = 257,8$ kJ.K⁻¹, ce qui correspond à une température au refoulement de 60,1 °C. La puissance à rejeter au condenseur est alors de 18 kW.

Remarques

- Si l'on suppose que la puissance électrique consommée est constante entre les cycles constructeur et utilisateur, on trouve $h_2 = 258,6$ kJ.K⁻¹, soit 60,8 °C. La puissance thermique devient 18,1 kW, soit un écart inférieur à 1 %. Cette seconde démarche, bien que peu correcte, est tout à fait utilisable.
- Pour comparaison, nous pouvons étudier les deux hypothèses « extrêmes » sur le refroidissement du compresseur :

Compresseur adiabatique

Le bilan d'énergie s'écrit :

$$\dot{m}(h_1 - h_2) + \dot{W}_{\text{elec}} = 0$$

$$\text{soit } h_2 = h_1 + \frac{(h_{2is} - h_1)}{\eta_{\text{eff}}} = 273,9 \text{ kJ.K}^{-1}$$

La température de refoulement serait alors de 73,6 °C, et la puissance thermique au condenseur, de 20 kW.

Compresseur fortement refroidi

Toutes les pertes par rapport à la compression isentropique sont évacuées vers l'ambiance, et $h_2 = h_{2is}$. La température de refoulement est de 55,5 °C, et la puissance au condenseur, 17,4 kW.

Les points de fonctionnement sont notablement différents. L'influence de l'estimation de la température de refoulement sur le dimensionnement du condenseur sera discutée au paragraphe 8.2.6.

8.2.4 Sélection de l'évaporateur

Le régime interne et le compresseur étant figés, on peut sélectionner l'évaporateur. Ce choix peut être fait par sélection sur catalogue d'un matériel standard, ou bien par demande spécifique auprès du constructeur, qui calculera l'échangeur « à la demande ».

■ Sélection sur catalogue

□ Évaporateur refroidisseur de liquide

Quel que soit le type de surface d'échange (tubes et calandre, double tube, plaques), les notices des constructeurs peuvent présenter les caractéristiques de leurs appareils sous deux formes :

- tableaux donnant la puissance frigorifique pour un régime nominal, et coefficients de correction permettant de se ramener aux conditions de l'utilisateur ;
- abaques donnant la puissance en fonction du débit d'eau, pour différents écarts de température eau/frigorigène, et coefficients de correction permettant de tenir compte des conditions réelles.

En principe, les notices sont suffisamment claires et présentent des exemples de sélection permettant à l'utilisateur d'appliquer sans peine la démarche proposée.

Tableau 8.5 – Conditions de référence pour les puissances thermiques d'évaporateurs refroidisseurs d'air.

Gamme	Climatisation	Réfrigération
Frigorigène	R-404A	R-404A
Température du liquide avant détente	30 °C	+ 30 °C
Température d'évaporation	- 2 °C	- 8 °C
Différence $\theta_{\text{air}} - \theta_0$	12 °C	8 °C
Humidité relative	70 %	Surface sèche ou givrée

Les coefficients de correction proposés permettent de tenir compte du fluide frigorigène utilisé (pour les fluides les plus courants), de la nature du frigoporteur (teneur éventuelle en glycol), de la température d'évaporation. Pour des conditions d'utilisation plus spécifiques, il faut en général consulter le constructeur.

□ Évaporateur refroidisseur d'air

Il s'agit en principe d'évaporateurs carrossés, avec la ventilation. L'appareil est aussi livré avec le distributeur et les capillaires. On choisit l'appareil dans une gamme correspondant au domaine d'utilisation (climatisation ou réfrigération). Le constructeur indique alors une puissance nominale correspondant à des conditions déterminées, telles que données dans le tableau 8.5 par exemple.

La puissance réelle de l'évaporateur sera trouvée en multipliant la puissance nominale par des facteurs de correction selon l'écart réel $\theta_{\text{air}} - \theta_0$, la nature du fluide frigorigène, l'humidité réelle de l'air à l'entrée de l'évaporateur, l'altitude à laquelle les appareils seront installés... Un exemple de documentation a été présenté au chapitre 1 (figures 1.12 et 1.13).

■ Calcul par le constructeur

Il s'agit d'un calcul spécifique pour lequel le constructeur doit impérativement connaître les données suivantes.

Fluide secondaire :

- nature du fluide frigoporteur, éventuellement propriétés thermophysiques, conditions à l'entrée ;
- deux des trois grandeurs suivantes : puissance, débit, conditions à la sortie.

Fluide frigorigène :

- température d'évaporation ;
- température du liquide avant détente ;
- surchauffe en sortie d'évaporateur.

Fonctionnement de l'installation en réduction de puissance : ce renseignement peut amener le constructeur à mettre en œuvre un circuitage spécifique de l'évaporateur. En effet, lors d'un fonctionnement en réduction de puissance, à 50 % par exemple, la vitesse du fluide diminue, et l'entraînement d'huile peut ne plus être assuré. Cette huile, en s'accumulant, peut boucher certains circuits. En aménageant des points bas dans 50 % des circuits, on contrôle la répartition automatique du débit réduit dans la moitié restante des circuits, et leur alimentation correcte. De plus, on prend soin que les points bas soient proches de l'entrée du fluide secondaire, pour éviter tout figeage de l'huile (cette précaution est appliquée surtout dans le cas des basses températures).

Renseignements annexes (si nécessaire) : pertes de charges maximales admissibles, niveau sonore, encombrement...

Tableau 8.6 – Choix du circuitage de l'évaporateur.

Diamètre	Section passage (cm ²)	Nombre minimal de circuits	Nombre maximal de circuits	Nombre choisi de circuits	Vitesse (m/s)
3/8"	0,502	12	32	15	12,6
1/2"	0,933	7	17	8	12,8
5/8"	1,506	4	11	5	12,6

En reprenant l'exemple de sélection, le cahier des charges pour la sélection de l'évaporateur serait le suivant :

- Puissance frigorifique : 12,3 kW
- Fluide R-404A :
 - température fin d'évaporation : -25 °C
 - perte de charge maxi admissible : $0,5\text{ °C}$
 - surchauffe : 5 °C
 - température liquide avant détente : 36 °C
- Fluide frigoporteur :
 - température d'entrée : -16 °C
 - température de sortie : -21 °C
 - $c_p = 2\text{ kJ.K}^{-1}.\text{kg}^{-1}$

À partir du cahier des charges, le constructeur d'évaporateur suit alors globalement la démarche suivante.

Calcul des coordonnées du R-404A :

- Entrée évaporateur : point 6 dans le tableau 8.2
- Sortie évaporateur : point 7 dans le tableau 8.2
- Fin d'évaporation :

$$\theta_{\text{sat}} = -25\text{ °C} ; h_{\text{sat}} = 204,2\text{ kJ/kg}$$

- Débit massique de R-404A :

$$12,3 / (208,5 - 105,8) = 119,8\text{ g/s}$$

- Débit volumique en sortie d'évaporateur :

$$0,1198 \times 79,5 \times 10^{-3}\text{ kg.s}^{-1} = 9,52 \times 10^{-3}\text{ m}^3/\text{s}$$

Le nombre de circuits envisageable et le choix définitif se font en fonction de la section interne des tubes utilisés et des possibilités de circuitage dont dispose le constructeur. Le tableau 8.6 résume les possibilités et le choix possible pour trois diamètres courants.

En principe, quel que soit le sens relatif de circulation des deux fluides, on calcule les écarts moyens logarithmiques sur la base du contre-courant (le constructeur, à partir d'essais, peut déterminer les coefficients pondérateurs à appliquer sur le coefficient d'échange thermique). Dans ces conditions, en suivant le fluide frigorigène, l'évaporateur peut être décomposé en deux échangeurs disposés en série, comme cela a déjà été présenté figure 1.9 : un « évaporateur pur », dans lequel le fluide frigorigène s'évapore jusqu'à saturation, et un « surchauffeur », où la surchauffe demandée est réalisée. Il s'agit donc de calculer la surface d'échange nécessaire pour chaque zone.

Zone d'évaporation : le fluide frigoporteur quitte cette zone avec la température θ_{sf2} . Dans cette zone, il cède la puissance thermique permettant l'évaporation du R-404A entrant en (6) à l'état de mélange liquide/vapeur. On peut donc calculer la température $\theta_{sf\text{int}}$ d'entrée du fluide frigoporteur :

$$\begin{aligned}\dot{Q}_{\text{ev}} &= \dot{m}(h_{\text{sat}} - h_6) = \dot{m}_{sf}c_p(\theta_{sf\text{int}} - \theta_{sf2}) \\ &= 11,79\text{ kW, soit } \theta_{sf\text{int}} = -16,2\text{ °C}\end{aligned}$$

L'écart moyen logarithmique a pour valeur :

$$\begin{aligned}\text{DTLM}_{\text{evap}} &= \frac{(\theta_{sf\text{int}} - \theta_{\text{sat}}) - (\theta_{sf2} - \theta_6)}{\text{Ln}\left(\frac{\theta_{sf\text{int}} - \theta_{\text{sat}}}{\theta_{sf2} - \theta_6}\right)} \\ &= 6,1\text{ °C}\end{aligned}$$

On déduit la valeur du produit $HS = 1\,933\text{ W.K}^{-1}$. Le constructeur sait calculer la valeur du coefficient d'échange H pour cette zone, il déduit alors la surface nécessaire.

Zone de surchauffe : en suivant le même raisonnement, on détermine la puissance thermique échangée dans cette zone, soit $\dot{Q}_{\text{surch}} = 0,41 \text{ kW}$. On vérifie bien sûr que la puissance totale correspond bien à celle imposée par le cahier des charges :

$$\text{DTLM}_{\text{surch}} = \frac{(\theta_{sf \text{ int}} - \theta_{\text{sat}}) - (\theta_{sf1} - \theta_7)}{\text{Ln} \left(\frac{\theta_{sf \text{ int}} - \theta_{\text{sat}}}{\theta_{sf1} - \theta_{76}} \right)}$$

$$= 6,1 \text{ } ^\circ\text{C}$$

et $HS = 84 \text{ W.K}^{-1}$

On constate que la puissance associée à la désurchauffe est très petite par rapport à celle de la zone d'évaporation. On ne peut pas en déduire systématiquement le même comportement pour les surfaces d'échange. En effet, dans le cas étudié on peut supposer une valeur de $2\,000 \text{ W.K}^{-1}\text{m}^{-2}$ pour la zone d'évaporation, ce qui implique une surface $S_{ev} = 0,97 \text{ m}^2$. Pour la zone de surchauffe, avec $H_{sc} = 150 \text{ W.K}^{-1}\text{m}^{-2}$, on arrive à $S_{sc} = 0,56 \text{ m}^2$: la surface nécessaire pour la zone de surchauffe n'est pas négligeable, car les coefficients d'échange sont très différents.

Si on avait eu affaire à un refroidisseur d'air, avec des coefficients d'échange $H_{ev} = 30 \text{ W.K}^{-1}\text{m}^{-2}$ et $H_{sc} = 20 \text{ W.K}^{-1}\text{m}^{-2}$, les surfaces d'échange nécessaires seraient passées respectivement à $S_{ev} = 64,4 \text{ m}^2$ et $S_{sc} = 4,2 \text{ m}^2$: dans ce cas, la zone de surchauffe ne correspond qu'à 6 % de la surface d'échange totale.

Enfin, puisqu'on est amené à utiliser plusieurs circuits en parallèle sur le frigorigène, il est impératif de répartir également le débit total : c'est une condition nécessaire pour répartir également la charge thermique dans l'évaporateur. Dans ce but, les constructeurs d'échangeurs utilisent des systèmes de distribution spécifiques. Dans le cas des refroidisseurs de liquide, ils sont directement intégrés dans l'échangeur, et le fabricant connaît la perte de charge associée. Pour un refroidisseur de gaz, on utilise un ensemble (distributeur + capillaires) associé au détendeur. La perte de charge dans le distributeur et dans chaque capillaire est d'environ 0,5 bar, et donc, la chute de pression

entre la sortie du détendeur et l'entrée de l'évaporateur est de 1 bar.

Dans le cas du refroidisseur de liquide sélectionné pour l'exemple, on considère une perte de charge de 1 bar dans la boîte de distribution.

8.2.5 Sélection du condenseur

■ Condenseur à air ou à eau perdue

La démarche est la même que pour un évaporateur, à partir du moment où l'on a déterminé le point de fonctionnement retenu pour la sélection. En effet, si l'évaporateur est toujours sélectionné sur la base du régime de fonctionnement le plus bas en température, il faut, pour le condenseur, tenir compte du choix du contrôle de la pression de condensation. Trois cas peuvent se présenter.

- *Pression de condensation flottante* : la température de condensation évolue selon la charge thermique à l'évaporateur et selon la température du fluide caloporteur. Le condenseur est alors sélectionné sur la base du régime nominal. Pour des températures de charge plus élevées, la pression de condensation sera plus importante. Il faut éventuellement vérifier qu'en aucun cas, on ne dépassera la pression maximale de service.
- *Pression de condensation constante* : on règle le débit d'eau (vanne à eau pressostatique) ou le débit d'air pour maintenir la température de condensation dans une fourchette de valeurs déterminée. Dans ce cas, la puissance thermique dégagée au condenseur sera plus importante dans des conditions de démarrage (par exemple) ; ce dernier doit donc être sélectionné, non plus sur la base du régime nominal, mais du régime le plus défavorable (qui sera en principe le régime de démarrage).
- *Pression de condensation semi-flottante* : on impose simplement une valeur maximale pour la température de condensation. Il faut sélectionner le condenseur pour les conditions de service correspondant à cette limite.

L'exemple de dimensionnement qui est présenté ci-après se rapporte au cas où la pression

de condensation est supposée flottante.

On utilise un condenseur à air. En l'absence d'autre impératif, c'est au concepteur de choisir l'ensemble condenseur + ventilateur, à partir de catalogues, ou bien la batterie et les groupes moto-ventilateurs associés. Dans ce cas, il choisit aussi le débit d'air et la température de sortie de débit d'air.

En reprenant l'exemple de sélection, on sait que le R-404A quitte le condenseur à 37 °C. Dans ces conditions, la température maximale de sortie d'air admissible est de 32 °C : nous retenons cette valeur. Le cahier des charges pour la sélection du condenseur serait le suivant :

– Puissance thermique : 18 kW

– Fluide R-404A :

- température de bulle en fin de condensation : + 40 °C
- température de rosée en début de condensation : + 40,85 °C
- température d'entrée : 60,1 °C
- sous-refroidissement : 3 °C

– Fluide caloporteur : air

- température d'entrée : + 20 °C
- température de sortie : + 32 °C

À partir du cahier des charges, le constructeur du condenseur suit globalement la démarche suivante.

Calcul des coordonnées du R-404A :

– Entrée condenseur :

$$h_3 = 258,3 \text{ kJ/kg} ; \nu'_3 = 11,59 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg} ; \theta_3 = +60,1 \text{ °C}$$

– Sortie condenseur :

$$h_4 = 107,4 \text{ kJ/kg} ; \nu'_4 = 1,01 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{kg} ; \theta_7 = 37 \text{ °C}$$

– Vapeur saturée (début de condensation) :

$$\theta_{\text{satv}} = +40,85 \text{ °C} ; h_{\text{satv}} = 233,01 \text{ kJ/kg}$$

– Liquide saturant (fin de condensation) :

$$\theta_{\text{satL}} = +40 \text{ °C} ; h_{\text{satL}} = 112,5 \text{ kJ/kg}$$

– Débit massique de R-404A : 0,1198 kg/s

– Débit volumique à l'entrée du condenseur : $0,1198 \times 11,59 \times 10^{-3} = 1,39 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$

– Débit volumique en sortie de condenseur : $0,1198 \times 1,01 \times 10^{-3} = 0,12 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$

– Nombre de circuits envisageable : le tableau 8.7 résume la démarche.

Calcul du débit massique d'air : avec $c_{p,\text{air}} = 1 \text{ kJ.K}^{-1}.\text{kg}^{-1}$, on obtient :

$$\dot{m}_{\text{air}} = \frac{18}{12} = 1,5 \text{ kg.s}^{-1}$$

La décomposition du condenseur doit comprendre trois zones, conformément à ce qui a été présenté figure 1.10.

Zone de désurchauffe : le fluide frigoporteur subit une désurchauffe, la puissance thermique correspondante est donc connue. On connaît aussi la température à laquelle le fluide caloporteur quitte cette zone (θ_{sc2}). On peut donc calculer la température θ_a d'entrée du fluide caloporteur : ainsi, en supposant une circulation des fluides à contre-courant :

$$\begin{aligned} \dot{Q}_{\text{des}} &= \dot{m}(h_3 - h_{\text{satv}}) = \dot{m}_{\text{sc}} c_p (\theta_{sc2} - \theta_a) \\ &= 3,03 \text{ kW, soit } \theta_a = 29,98 \text{ °C} \end{aligned}$$

L'écart moyen logarithmique a pour valeur :

$$\begin{aligned} \text{DTLM}_{\text{évap}} &= \frac{(\theta_3 - \theta_{sc2}) - (\theta_{\text{satv}} - \theta_a)}{\text{Ln} \left(\frac{\theta_3 - \theta_{sc2}}{\theta_{\text{satv}} - \theta_a} \right)} \\ &= 18,14 \text{ °C} \end{aligned}$$

Tableau 8.7 – Choix du circuitage du condenseur.

Diamètre	Section passage (cm ²)	Nombre minimal de circuits	Nombre maximal de circuits	Nombre choisi de circuits	V _{entrée} (m/s)	V _{sortie} (m/s)
3/8"	0,502	2	3	2	13,8	1,2
1/2"	0,933	1	2	1	14,9	1,3
5/8"	1,506	1	1	1	9,2	0,8

ce qui impose la valeur du produit

$$HS_{\text{surch}} = 167 \text{ W.K}^{-1}$$

Le constructeur sait calculer la valeur du coefficient d'échange *H* pour cette zone, il déduit alors la surface nécessaire.

Zone de condensation : on détermine de même la puissance thermique échangée dans cette zone, soit $\dot{Q}_{\text{cd}} = 14,44 \text{ kW}$. La température θ_b a pour valeur 20,35 °C. On a alors :

$$\text{DTLM} = 14,83 \text{ }^{\circ}\text{C}, \text{ et } HS_{\text{cond}} = 974 \text{ W.K}^{-1}$$

Zone de sous-refroidissement : on détermine de même la puissance thermique échangée dans cette zone, soit $\dot{Q}_{\text{sr}} = 0,61 \text{ kW}$. On vérifie bien sûr que la puissance totale correspond bien à celle imposée par le cahier des charges. L'écart moyen logarithmique est de 18,29 °C, ce qui impose

$$HS_{\text{sr}} = 33 \text{ W.K}^{-1}$$

Lors de la sélection du compresseur, la température de refoulement avait été déterminée pour deux autres hypothèses. Le tableau 8.8 récapitule les caractéristiques de chaque zone suivant l'hypothèse faite pour l'estimation du point réel de refoulement.

On constate qu'*a priori*, les variations ne sont pas importantes. Cependant, lors du calcul de la surface d'échange nécessaire, les divergences entre les zones affectées à la désurchauffe et à la condensation peuvent aboutir à des différences de surfaces installées plus marquées.

■ Condenseur à eau et tour, ou condenseur évaporatif

Une tour ou un condenseur évaporatif se sélectionne par lecture de tableaux ou d'abaques établis à partir des données suivantes :

- température de bulbe humide de l'air ambiant ;
- température de sortie d'eau ;
- refroidissement de l'eau dans la tour ;
- débit d'eau, ou puissance thermique nécessaire.

8.2.6 Détermination du choix des diamètres de tuyauteries

Le rôle des tuyauteries frigorifiques est de permettre la circulation du fluide frigorigène entre les différents composants de la machine frigorifique dans les meilleures conditions pour un bon fonctionnement de l'installation :

Tableau 8.8 – Influence de l'estimation du refoulement sur le dimensionnement du condenseur.

	$\dot{Q}_{\text{amb}} = -0,25\dot{W}_{\text{élec}}$	$\dot{Q}_{\text{amb}} = 0$	$H_2 = h_{2\text{is}}$
T_2 réel (°C)	60,1	73,62	55,5
$\dot{Q}_c$ (kW)	18	20	17,4
$\dot{m}_{\text{air}}$ (kg.s ⁻¹)	1,5	1,667	1,45
θ_a (°C)	29,98	29,03	30,38
θ_b (°C)	20,35	20,37	20,42
HS_{sur} (W.K ⁻¹)	167	209	146
HS_{cd} (W.K ⁻¹)	974	974	992
HS_{sr} (W.K ⁻¹)	33	33	33
Total	1 174	1 216	1 171

- pertes de charges limitées ;
- vitesse suffisante pour entraîner l'huile ;
- pas de liquide ramené au compresseur, en particulier à l'arrêt de la machine ;
- détenteur alimenté en liquide.

■ Tuyauterie d'aspiration (voir chapitre 12)

Celle-ci doit permettre d'amener les vapeurs formées dans l'évaporateur jusqu'à l'aspiration du compresseur, avec les contraintes suivantes.

- *Pertes de charges limitées* : en effet, les performances d'un compresseur et donc le COP, se dégradent assez rapidement si la pression d'aspiration diminue (diminution du rendement volumétrique et effectif, diminution plus importante du débit massique aspiré car le volume massique des vapeurs augmente, augmentation de la température de refoulement). C'est pour cette tuyauterie que les pertes de charges tolérées sont les plus faibles.
- *Échauffement des vapeurs le plus faible possible* : le rendement volumétrique diminue légèrement si la surchauffe à l'aspiration est excessive ; de plus, la température de refoulement peut devenir trop élevée. En principe, la tuyauterie d'aspiration est isolée thermiquement.
- *Vitesse suffisante pour ramener l'huile dans le compresseur* : les gouttelettes d'huile ayant migré dans le circuit frigorifique doivent impérativement être réintroduites dans le compresseur. Dans la tuyauterie d'aspiration, il faut, autant que possible, maintenir la vitesse des vapeurs à une vitesse suffisante pour assurer ce retour.

Les pertes de charges tolérées sont couramment données en chute de température équivalente. Pour la tuyauterie d'aspiration, on admet au plus une perte de charge de 1 °C. On doit noter que la chute de pression correspondant à une diminution de 1 °C de la température de saturation n'a pas une valeur constante ; ainsi, pour du R-134a, elle sera de 0,1 bar pour une température d'évaporation de – 5 °C, et de 0,15 bar pour une température de 15 °C. La vitesse des vapeurs à l'aspiration du compresseur est en général comprise entre 6 et 12 m/s.

Pour sélectionner le diamètre de la tuyauterie, on peut calculer la perte de charge linéaire de l'écoulement en fonction du diamètre interne normalisé de la tuyauterie. Celle-ci peut être en acier (pour l'ammoniac) ou en cuivre qualité frigorifique (rugosité absolue 0,15 mm). Le calcul de la longueur équivalente (tenant compte des accessoires divers) permet d'aboutir à la perte de charge totale. On peut aussi utilement écrire un petit utilitaire (Excel ou Visual Basic) permettant d'éviter des calculs répétitifs ou fastidieux. Par exemple, le logiciel Coolpack permet de sélectionner les tuyauteries d'une installation frigorifique.

On trouve aussi des abaques permettant de sélectionner directement les tuyauteries, pour les conditions de fonctionnement prévues, en fonction du matériau et du fluide frigorigène utilisé.

Enfin, dans le cas où l'on prévoit un fonctionnement de l'installation en réduction de puissance, et si le compresseur est situé au-dessus de l'évaporateur, on peut être amené à implanter une *double colonne montante*.

Lorsque l'installation fonctionne à plein régime, le débit de vapeurs est maximal : le fluide utilise les deux tuyauteries en parallèle. On peut donc écrire :

$$\dot{V}_{\text{asp}}^{\text{max}} = (S_1 + S_2)v_{\text{nom}}$$

où v_{nom} est la vitesse des vapeurs pour le régime nominal, choisie suivant les critères exposés ci-après, S_1 est la section de passage de la tuyauterie de plus fort diamètre et S_2 est la section de passage de la seconde tuyauterie.

Lorsque l'installation fonctionne en réduction de puissance, la vitesse des vapeurs diminue. L'huile ne peut plus être entraînée jusqu'au sommet de la colonne : elle s'accumule petit à petit dans le siphon situé à la base, obstruant progressivement le passage. Le débit passant par la colonne S_1 diminue donc jusqu'à s'annuler si le remplissage du siphon est complet. À cet instant, on a $\dot{V}_{\text{asp}}^{\text{min}} = S_2 \cdot v_{\text{red}}$, où v_{red} est la vitesse du fluide pendant le fonctionnement en réduction de puissance.

Les deux relations précédentes permettent de déterminer le diamètre des deux tuyauteries.

En utilisant le logiciel Coolpack, pour la tuyauterie d'aspiration, on dispose des données suivantes : débit massique 0,101 kg/s, soit 34,4 m³/h à l'entrée et 35,3 m³/h en sortie. On connaît aussi la pression et la température à l'entrée, ainsi que les pertes de charge et l'échauffement admissible. On suppose que la tuyauterie à dimensionner aura, par exemple, une longueur droite équivalente de 10 m. Dans ces conditions, on peut sélectionner un tube cuivre 1 3/8 (soit 34,93 mm de diamètre). La vitesse du R-404A sera alors de 11,3 m/s à l'entrée et 11,6 m/s en sortie, ce qui est dans la fourchette de vitesses recommandées. La perte de charge équivalente est alors de 0,4 °C (au lieu de 0,5 °C prévu, ce qui est tout à fait acceptable).

■ Tuyauterie de refoulement

L'influence négative d'une augmentation de la pression de refoulement sur les performances d'une machine frigorifique est moins marquée qu'à l'aspiration ; on admet une perte de charge équivalente d'au plus 1,5 °C, ce qui correspond en pratique à une chute de pression plus importante que précédemment, à cause du niveau des températures. La plage de vitesses utilisée est comprise entre 10 et 18 m/s.

Les vapeurs sont en principe refoulées à une température plus élevée que l'ambiante, et elles subissent une désurchauffe plus ou moins importante. Dans le cas d'une machine frigorifique, cette désurchauffe est bénéfique puisqu'elle contribue à une diminution de la puissance thermique que doit évacuer le condenseur. Dans le cas d'une pompe à chaleur, l'effet utile étant la puissance au condenseur, on est amené à isoler la tuyauterie de refoulement pour bénéficier d'une température de vapeurs la plus élevée possible.

Enfin, si le condenseur est situé au-dessus du compresseur, on peut utiliser le système de double colonne montante.

Dans le cadre de l'exemple développé dans ce chapitre, le débit volumique au refoulement du compresseur est égal à 4,4 m³/h. On connaît la pression et la température à l'entrée, ainsi que la perte de charge et la variation de température

attendues. Le logiciel Coolpack, pour une longueur droite équivalente de 3 m, permet de sélectionner une tuyauterie de diamètre 1/2". La perte de charge équivalente à travers la tuyauterie sera alors de 0,6 °C, et la vitesse des vapeurs, de 12,4 m/s.

■ Conduite liquide

C'est la tuyauterie qui peut amener le plus de problèmes pendant le fonctionnement de la machine frigorifique. En principe, l'entraînement d'huile ne pose pas de problème particulier, car le frigorigène liquide et l'huile ont des densités à peu près voisines. Par contre, le fluide doit impérativement arriver au détendeur à l'état liquide : il faut donc absolument éviter tout réchauffement, et contrôler les évolutions de la *pression totale* (dynamique et statique) le long de cette canalisation.

Les chutes de pression sont limitées à 0,5 °C, et la plage de vitesse est comprise entre 0,8 et 1,2 m/s.

Dans le cadre de l'exemple, toujours avec Coolpack, en prenant en compte une longueur droite équivalente de 8 m, on choisit une tuyauterie de diamètre 1/2". La perte de charge équivalente sera de 0,3 K, et la vitesse du liquide, de 1,07 m/s. Le liquide se refroidit naturellement de 0,6 °C.

8.2.7 Sélection de l'organe de détente

Le type de détendeur dépend en premier lieu du choix de l'évaporateur (détente directe, ou évaporateur noyé, ou à recirculation). Dans le premier cas, l'organe de détente doit amener à l'évaporateur le débit massique de liquide nécessaire pour produire la puissance frigorifique demandée, dans des conditions permettant le fonctionnement sans danger du compresseur. Dans le second cas, il s'agit le plus souvent de maintenir constant un niveau de liquide dans la bouteille séparatrice basse pression. Quelle que soit la technologie utilisée, le détendeur doit être alimenté en liquide.

Pour terminer l'exemple traité, nous sélectionnons ici un détendeur thermostatique permet-

tant d'alimenter l'évaporateur de l'installation frigorifique que nous venons de dimensionner. En utilisant les coordonnées thermodynamiques du tableau 8.2, la pression en sortie de condenseur est de 18,33 bar (température de bulle 40 °C), et la température est de 37 °C. En prenant en compte la sélection de la tuyauterie liquide, la pression à l'entrée du détendeur est de 17,9 bar et la température, de 36 °C.

La pression en sortie du détendeur est de 2,55 bar et la température est de - 24,5 °C. Le détendeur travaille donc sous une différence de pression de 15,35 bar, et voit une température d'évaporation de - 24,5 °C. Dans ce cas, d'après la notice constructeur (tableau 8.9), le modèle B fournit une puissance frigorifique de 9,73 kW avec la buse 1 et 13,53 kW avec la buse 2. Le modèle C fournit 11,8 kW avec la buse 1.

Le constructeur indique que les puissances indiquées sont basées sur un sous-refroidissement de 4 °C (ce qui est notre cas). Il ne donne pas d'indication sur la surchauffe en sortie d'évaporateur, mais on sait que les détendeurs sont réglés d'usine pour une surchauffe de

5 °C. La différence pour la puissance du détendeur est minime. Enfin, les détendeurs peuvent travailler correctement sur des plages de 40 à 120 % de la puissance nominale indiquée par le constructeur. Pour le régime nominal à partir duquel se fait la sélection des composants de l'installation frigorifique, le modèle B convient avec l'orifice n° 2, ainsi que le modèle C, buse n° 1.

8.2.8 Évaluation de la charge en fluide frigorigène

L'évaluation de la charge en fluide frigorigène a été étudiée dans le chapitre 1 (§ 1.3.6) ; rappelons simplement que pour évaluer la masse de fluide frigorigène que doit contenir l'installation frigorifique, il faut connaître le plus précisément possible le volume interne de chaque tuyauterie et de chacun des composants. Pour les échangeurs, cette information est communiquée par les fournisseurs. En ce qui concerne le compresseur, cette information n'est pas disponible, on ne connaît que la cylindrée et l'encombrement ; cependant, ce volume interne est

Tableau 8.9 – Puissances frigorifiques détendeur (en kW) pour une température d'évaporation égale à - 24,50 °C (d'après document Danfoss).

Modèle	Orifice	Chutes de pression dans le détendeur (bar)							
		2	4	6	8	10	12	14	16
A	1		0,31	0,35	0,37	0,38	0,37	0,38	0,38
	2		0,59	0,67	0,70	0,71	0,71	0,71	0,71
	3		0,99	1,1	1,2	1,2	1,2	1,2	1,2
	4		1,4	1,5	1,6	1,7	1,7	1,7	1,7
	5		2,4	2,8	3,0	3,0	3,0	3,0	3,0
	6		3,6	4,0	4,3	4,5	4,5	4,5	4,5
B	1		7,9	8,9	9,6	9,8	9,9	9,8	9,7
	2		11,0	12,4	13,3	13,7	13,8	13,6	13,5
	3		16,1	18,3	19,8	20,5	20,7	20,6	20,6
C	1		6,2	10,9	11,7	12,0	12,0	11,9	11,7
	2		15,7	17,8	19,1	19,6	19,7	19,5	19,3
	3		22,8	25,9	28,0	26,8	29,2	29,1	28,9

en général faible devant le volume interne total de l'installation, et par ailleurs, il ne contient que de la vapeur : on peut donc considérer que la masse de fluide frigorigène contenue dans le compresseur est le plus souvent négligeable. Cependant, lorsqu'on s'oriente vers des unités compactes à évaporation indirecte dans lesquelles le confinement est poussé à l'extrême, la quantité de fluide frigorigène absorbée par l'huile frigorigène ne devient plus négligeable. Ceci est d'autant plus vrai avec les nouveaux fluides frigorigènes dont certains sont fortement solubles dans l'huile.

8.3 Détermination du coefficient de performance

L'étude du coefficient de performance a été menée dans les chapitres précédents, dans le cas de régimes stationnaires ; les conditions de fonctionnement d'un système frigorifique étant par nature variables, la valeur du « COP nominal » (au point de dimensionnement) ne suffit pas à caractériser la performance énergétique sur une année ou une saison. On distingue donc deux notions :

8.3.1 COP stationnaire ou COP nominal

Dans le cas d'un compresseur hermétique (accessible ou non), le concepteur connaît la puissance électrique consommée $\dot{W}_{\text{élec}}$; sinon, il connaît la puissance mécanique $\dot{W}_{\text{eff}}$ à fournir sur l'arbre du compresseur ouvert et la puissance électrique consommée par le groupe compresseur + moteur s'exprime par la relation :

$$\dot{W}_{\text{élec}} = \frac{\dot{W}_{\text{eff}}}{\eta_{\text{tr}} \cdot \eta_{\text{élec}}}$$

où $\eta_{\text{élec}}$ représente le rendement du moteur électrique d'entraînement du compresseur et η_{tr} représente le rendement de la transmission. La détermination du COP doit prendre en compte la consommation énergétique totale de l'installation, et non uniquement celle du compresseur.

Le COP s'exprime alors par la relation suivante :

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_0}{\dot{W}_{\text{élec}} + \dot{W}_{\text{aux}}}$$

où $\dot{W}_{\text{élec}}$ est la puissance électrique consommée par le compresseur (ou le groupe moto-compresseur) et $\dot{W}_{\text{aux}}$ est la puissance électrique consommée par l'ensemble des organes auxiliaires (pompes de circulation, ventilateurs, résistance de carter et/ou de dégivrage, vannes motorisées, télécommande...). Dans le cas où la consommation des auxiliaires est négligeable, le COP peut être simplement exprimé par le rapport suivant :

$$\text{COP} = \frac{\dot{Q}_0}{\dot{W}_{\text{élec}}} = \frac{\dot{Q}_0}{\dot{W}_{\text{eff}}} \eta_{\text{élec}} \eta_{\text{tr}}$$

En continuant l'exemple numérique et dans le cas d'un compresseur semi-hermétique, on obtient :

$$\begin{aligned} \dot{w}_{\text{élec}} &= \frac{\dot{m}(h_{2is} - h_1)}{\eta_{\text{eff}}} \\ &= \frac{119,8 \times 10^{-3} \times (252 - 209,5)}{0,66} = 7,7 \\ \text{COP} &= \frac{12,3}{7,7} = 1,6 \end{aligned}$$

8.3.2 COP saisonnier

Le coefficient de performance d'une machine frigorifique est généralement calculé en premier lieu pour son régime de dimensionnement (dit 'régime nominal'). Pour des équipements de série, tels que des groupes refroidisseurs de liquide, le constructeur peut indiquer les performances d'un appareil sous différents régimes de fonctionnement. Dans ces conditions, on considère que l'installation est en régime stabilisé et fonctionne à sa puissance normale (sans réduction de puissance). Les valeurs de COP ainsi obtenues ne sont pas représentatives du comportement de l'équipement dans des conditions réelles d'utilisation :

- la température de la source chaude n'est pas constante tout au long de l'année (particulièrement pour des installations à refroidisse-

- ment par air) ; les performances du circuit frigorifique peuvent donc fortement varier entre l'hiver et l'été ;
- la charge frigorifique varie elle aussi au cours du temps, non seulement selon la saison, mais aussi selon le taux d'utilisation : le circuit frigorifique peut donc être équipé de dispositifs de réduction de puissance, très souvent à l'origine d'une dégradation du COP ; même avec l'hypothèse d'un fonctionnement en tout ou rien, les machines tournantes voient leur consommation électrique augmenter lors des phases de démarrage ;
 - enfin, les valeurs de COP nominal ne prennent en compte que l'appareil frigorifique en dehors de son environnement (circulateurs, ventilateurs, équipements du réseau de distribution de froid)

Le COP saisonnier ou COP annuel recouvre toutes ces notions ; sa valeur est inférieure au COP du circuit frigorifique (au point de dimensionnement et en régime nominal). En pratique, on mesure le COP saisonnier d'une installation en enregistrant en continu, pendant un an ou une saison, l'énergie utile produite et les énergies consommées pour le circuit frigorifique et tous les appareils annexes de l'installation. Pour calculer à priori cette grandeur, il faut en principe modéliser le comportement du système (production de froid + charge frigorifique + régulation) dans son ensemble, ce qui est une opération complexe demandant de lourds moyens de calculs.

Ce sont principalement les industriels du conditionnement d'air et du chauffage par PAC qui ont mené des études concernant le calcul de COP saisonnier. En effet, c'est dans ce secteur que les conditions de fonctionnement varient le plus, et que les installations fonctionnent le moins souvent à pleine puissance (selon Eurovent, un groupe refroidisseur de liquide fonctionne au moins 95 % de son temps à charge partielle). De plus, la consommation d'énergie liée au chauffage et à la climatisation des bâtiments doit absolument diminuer pour répondre aux objectifs de réduction des gaz à effet de serre fixés par le protocole de Kyoto. Les moyens mis en œuvre concernent l'amélioration de l'enveloppe (bâtiments

neufs ou en rénovation), mais aussi des systèmes (générateurs, émetteurs, régulation). Les directives et règlements européens, traduits dans les droits nationaux, visent à orienter le choix des industriels et particuliers de façon à diminuer la consommation équivalente en énergie primaire. C'est ainsi qu'en France, le coefficient de conversion de l'électricité en énergie primaire est de 2,56 : pour qu'une pompe à chaleur soit bénéfique, son COP doit donc être au moins égal à cette valeur. À côté de la réduction des charges thermiques (bâtiments à basse consommation d'énergie pour le bâti neuf ou renforcement de l'isolation pour l'ancien), il est indispensable d'améliorer les performances des générateurs tels que pompes à chaleurs ou groupes refroidisseurs de liquide, sur toute leur plage de fonctionnement.

Rappelons la terminologie appliquée à ces types de machines : le COP (coefficient de performance) désigne le rapport entre l'énergie calorifique produite et celle consommée par l'unité, alors que l'EER (*Energy Efficiency Ratio*) désigne le rapport entre énergie frigorifique produite et énergie consommée. Dans les deux cas (COP ou EER), il s'agit d'énergies instantanée (ou de puissances pour un régime nominal). Les COP ou EER saisonniers (SCOP ou SEER) concernent les énergies mises en jeu au cours d'une année de fonctionnement.

Au début des années 2000, Eurovent a adopté une méthode de détermination des ESEER (European Seasonal Energy Efficiency Ratio) pour les groupes refroidisseurs de liquides, élaborée dans le cadre d'un programme Européen ; depuis juin 2006, l'étiquetage énergétique des groupes refroidisseurs certifiés par Eurovent est basé sur l'ESEER, et non plus sur l'EER (calculé pour une puissance 100 %, un air à 35 °C ou une eau à 30 °C coté condenseur) : les constructeurs doivent donc s'attacher à optimiser les performances de leurs modèles sur toute la plage de fonctionnement, et ne plus favoriser le régime 'nominal' uniquement. L'ESEER est une combinaison linéaire d'EER pour quatre régimes stationnaires différents, décrivant le plus justement possible les conditions de fonctionnement rencontrées en Europe :

$$\text{ESEER} = A \times \text{EERA} + B \times \text{EERB} + C \times \text{EERC} + D \times \text{EERD}$$

Le tableau 8.10 résume les valeurs des coefficients A, B, C, D ainsi que les régimes pour lesquels sont déterminés les quatre EER. Les valeurs numériques obtenues résultent d'essais en laboratoire ; elles prennent en compte l'énergie électrique consommée par les appareils annexes (circulateurs, télécommande...), mais pas le couplage entre générateur et récepteur.

Pour les pompes à chaleur, c'est bien sûr le fonctionnement en mode chauffage qui est prioritaire. Pour l'instant, la certification NF PAC garantit, en terme de performances, une valeur minimale du COP pour deux régimes de fonctionnement (et un troisième régime, optionnel). Des études sont en cours, visant à élaborer, à partir des différents travaux déjà menés, une méthode unique de calcul des performances énergétiques annuelles de ces unités.

Tableau 8.10 – Régimes retenus par Eurovent pour le calcul du ESEER.

Régime	Air	Eau	Taux de charge	Coefficient
A	35	30	100	0,03
B	30	26	75	0,33
C	25	22	50	0,41
D	20	18	25	0,23

8.4 Tendances

Comme nous le mentionnerons dans les tendances, trois tendances dont le frigoriste doit tenir compte se dégagent pour le choix du régime interne :

- une réduction des pincements qui entraîne un dimensionnement plus important de l'évaporateur et du condenseur ce qui permet d'augmenter le COP ;

- une HP flottante en lieu et place d'une HP constante afin de tirer profit des COP plus élevés lorsque la HP est plus faible compte tenu des conditions extérieures ;
- une prise en compte du comportement saisonnier de l'installation pour la sélection des matériels afin d'éviter leur surdimensionnement qui se révèle pénalisant d'un point de vue énergétique.

9 • COMPRESSION THERMIQUE DE VAPEUR : LE FROID À SORPTION

Dans les systèmes à sorption, le froid est produit par une compression thermique de vapeurs qui se substitue à la compression mécanique. La compression thermique des vapeurs est obtenue grâce à l'utilisation de chaleur provenant d'une source chaude et on obtient ainsi un cycle tritherme dont le principe a été présenté dans le premier chapitre. La nature des composants dans une unité à sorption (figure 9.1) et dans une unité à compression mécanique de vapeurs diffère uniquement par le système à sorption qui remplace le compresseur. Les autres composants : évaporateur, condenseur et organe de détente sont toujours présents. Les phénomènes d'aspiration et de refoulement existent toujours mais ils sont maintenant provoqués par le sorbant. Un cycle à sorption, pour le fluide frigorigène seul, est décrit dans un diagramme ($h, \text{Log}P$). Ce cycle (figure 9.2) est identique à celui d'un cycle à compression. La

seule différence tient au fait que la transformation 1-2 est effectuée par un compresseur mécanique dans un cas et par un système à sorption dans l'autre cas. Dans le cas de la sorption, la vapeur saturante en 1, qui provient de l'évaporateur est absorbée (adsorbée) à la BP par l'absorbeur (adsorbeur) et en 2, de la vapeur surchauffée est produite par le générateur.

Une caractéristique essentielle de tous les systèmes à sorption est d'utiliser des fluides naturels, essentiellement l'eau et l'ammoniac. Dans le contexte actuel d'élimination des CFC et des HCFC ainsi que de lutte contre les gaz à effet de serre (HFC), c'est un argument de poids en faveur des systèmes à sorption dont les fluides utilisés sont totalement bénins pour l'environnement en ce qui concerne l'effet de serre direct.

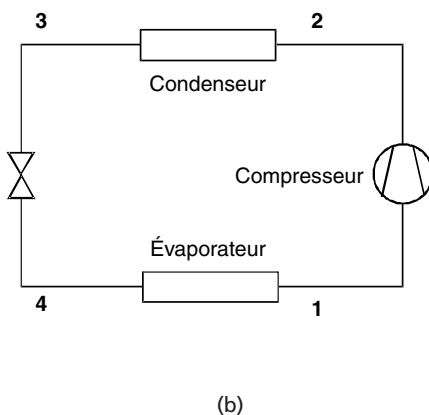
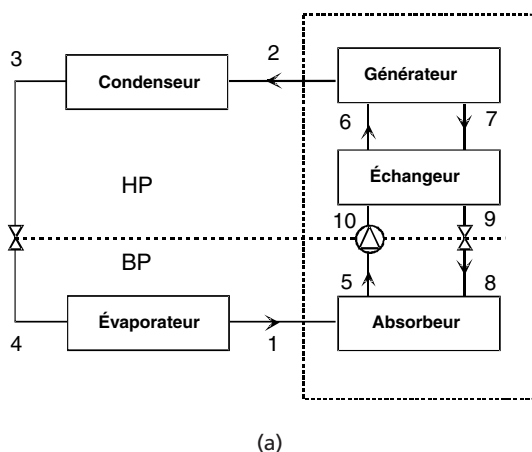


Figure 9.1 – (a) Système à compression thermique de vapeur.
(b) Système à compression mécanique de vapeur.

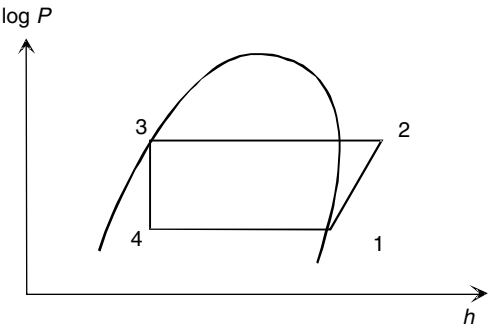


Figure 9.2 – Diagramme ($h, \text{Log } P$)
pour les cycles à compression
(mécanique ou thermique) de vapeur.

Les systèmes à sorption sont classés suivant la nature des sorbants utilisés. C'est ainsi que l'on distingue l'absorption liquide et la sorption solide. Le tableau 9.1 présente une classification des principaux systèmes à sorption actuellement utilisés.

Pour l'instant, seuls les systèmes à absorption liquide connaissent une large diffusion alors que les systèmes à sorption solide sont encore dans une phase de développement dans laquelle ils cherchent leur place bien que plusieurs systèmes soient déjà commercialisés.

9.1 Absorption liquide

Les systèmes de production du froid à absorption liquide reposent sur le principe de l'absorption (et de la désorption) d'un fluide dans une solution liquide. Ce principe mérite d'être brièvement rappelé. Considérons une enceinte dans laquelle sont placés deux récipients contenant l'un du liquide A pur (de l'eau par exemple) à la température T_1 (5 °C par exemple) et l'autre une solution $A + B$ concentrée en corps B à la température T_2 (30 °C par exemple) dont la concentration massique en sorbant est x . Afin de faciliter cette présentation, nous supposons que la vapeur est du corps A pur (ce qui est le cas pour le couple LiBr-eau). La présence du sorbant B a pour effet de réduire la pression de vapeur saturante au-dessus de la solution $A + B$. Le résultat est qu'aussi longtemps que la concentration x est supérieure à une concentration seuil x_2 , un transfert de vapeur s'effectue depuis le liquide pur vers la solution (figure 9.3a). Ce transfert de vapeur s'accompagne d'une production de froid à T_1 et d'un dégagement de chaleur à T_2 : c'est le principe de la phase d'absorption. Considérons maintenant la situation où la solution est diluée et où la différence de température entre la solution et le liquide pur est importante. La solution est à la température T_4

Tableau 9.1 – Classification des principaux systèmes à sorption.

	Sorbant	Fluide frigorigène
Absorption liquide	LiBr (bromure de lithium)	Eau
	Eau	Ammoniac
Adsorption solide	Zéolithe	Eau
	Gel de silice	Eau
	Charbon actif	Méthanol
	Charbon actif	Ammoniac
Réaction chimique	Sel (CaCl_2 , MnCl_2 , etc.)	Ammoniac

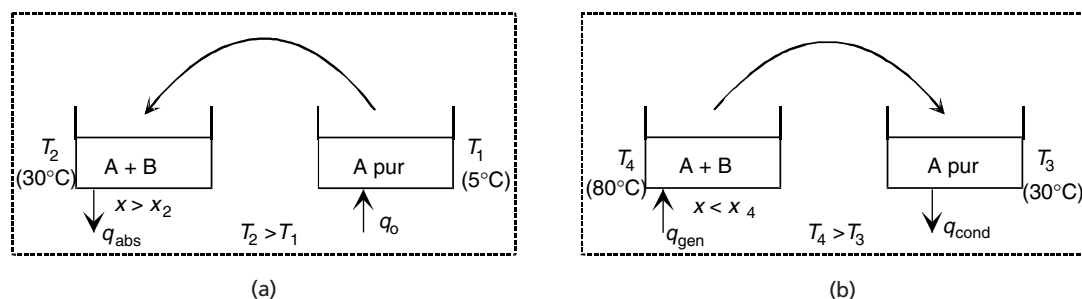


Figure 9.3 – Illustration des transferts de masse et de chaleur au cours des phases d'absorption (a) et de régénération (b) lorsque la solution évolue entre les concentrations en sorbant x_2 et x_4 .

(80 °C) alors que le liquide pur est à la température T_3 (30 °C). Cette fois, le transfert de vapeur s'effectue de la solution vers le liquide pur (figure 9.3b). Ce transfert de vapeur s'accompagne d'une absorption de chaleur à la source chaude T_4 et d'un rejet de chaleur à la condensation à la température T_3 : c'est le principe de la phase de régénération. Ce transfert s'arrête lorsque la concentration de sorbant atteint la valeur seuil x_4 . La concentration de la solution va donc évoluer entre les limites seuil x_2 et x_4 . Deux couples sont utilisés : le couple LiBr-eau pour la climatisation et le couple eau-ammoniac pour le froid négatif et éventuellement pour la climatisation. Dans le cas du couple LiBr-eau, l'eau est le fluide frigorigène et le LiBr est le sorbant (c'est un sel, solide à l'état anhydre) qui est utilisé à l'état hydraté en

solution liquide avec l'eau. Dans le cas du couple eau-ammoniac, l'ammoniac est le fluide frigorigène et l'eau est le sorbant.

9.1.1 Couple LiBr-eau

L'eau est donc le fluide frigorigène et le sel LiBr est utilisé en solution hydratée. À l'équilibre liquide-vapeur, le système LiBr-eau est divariant (règle de phase de Gibbs : $V = C + 2 - \Phi = 2$ car le nombre de constituants et le nombre de phases sont tous les deux égaux à 2) et sa pression de vapeur dépend de la température et de la concentration. Le diagramme d'équilibre de la solution LiBr-eau est présenté sur la figure 9.4 en coordonnées $(\log P, T, x)$. La température en abscisse est celle de la solution liquide et la pression portée

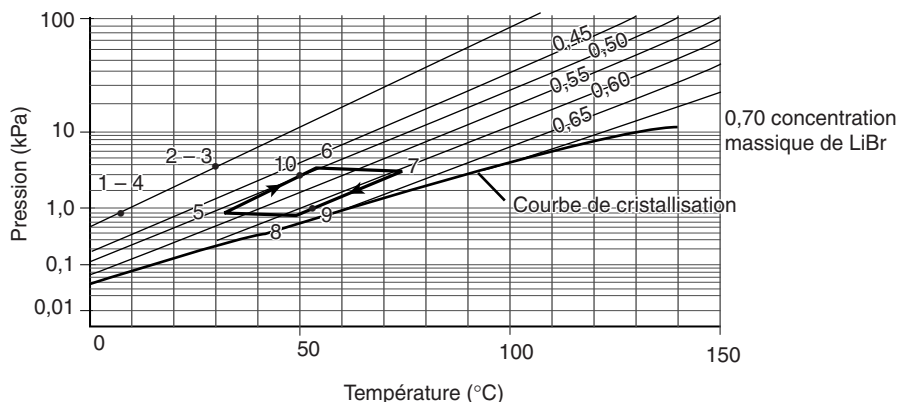


Figure 9.4 – Cycle simple effet dans un diagramme d'équilibre $P(T, x)$ pour le couple LiBr-eau (d'après Herold et al.).

en ordonnées est celle de la vapeur en équilibre avec la solution. Mais, la vapeur en équilibre avec la solution n'est autre que celle de la vapeur d'eau pure car la pression de vapeur saturante du sel est négligeable. Dans ce diagramme, sont présentées des courbes iso-concentration dans la solution liquide. Dans le bas à droite sur le diagramme apparaît le domaine de cristallisation : si l'on atteint cette zone, il y a dépôt de cristaux de LiBr, ce qui est à proscrire. Les unités opèrent généralement suivant des cycles à fonctionnement continu avec une pompe de circulation pour la solution entre l'absorbeur et le régénérateur. Deux cycles sont couramment utilisés : le cycle simple effet et le cycle double effet. D'autres variantes, dont le cycle triple effet pourraient être commercialisées. Dans la terminologie employée, le nombre d'effets caractérise le nombre d'étages HP. Ainsi le cycle simple effet comporte un étage BP pour la production du froid et un étage HP. Un cycle double effet comporte deux étages HP, ce qui permet d'augmenter le COP et ainsi de suite pour le cycle triple effet qui comporte trois étages HP.

■ Cycle simple effet

□ Principe

Le cycle simple effet est un cycle à deux niveaux de pression (voir figure 9.1a, composants HP en haut et composants BP en bas) qui comprend : un évaporateur (où le froid est produit) et un absorbeur côté BP ; un condenseur, un échangeur et un régénérateur côté HP ; les côtés BP et HP sont reliés par un organe de détente sur la phase liquide du fluide frigorigène entre le condenseur et l'évaporateur ainsi que par une pompe de circulation et un organe de détente sur la solution liquide entre l'absorbeur et le régénérateur. Deux composants (l'évaporateur et le condenseur, à gauche sur la figure 9.1a) ne contiennent que de l'eau pure alors que l'absorbeur, l'échangeur et le régénérateur (à droite sur la figure 9.1a) contiennent la solution. Ces composants sont reliés aux sources extérieures de chaleur : source chaude pour le régénérateur, réseau d'eau glacée pour l'évaporateur et rejet thermique pour le condenseur et l'absorbeur.

Le cycle est représenté dans un diagramme ($\text{Log}P, T, x$) sur lequel l'évolution de la solution est décrite (figure 9.4). Sur un tel diagramme, l'évaporateur et le condenseur correspondent chacun à un point sur la ligne de l'eau pure. Le fonctionnement de l'installation peut être décrit en s'appuyant sur les figures 9.1 et 9.4 dans lesquelles les numéros se correspondent et illustrent l'évolution des fluides.

Pour suivre la description, le lecteur est invité à se reporter aux figures 9.4 et 9.6. Considérons d'abord le cycle du fluide frigorigène pur : les vapeurs d'eau, produites par l'apport de chaleur, quittent l'évaporateur en 1 pour pénétrer dans l'absorbeur. Ces vapeurs suivent un parcours, sur lequel nous nous étendrons plus loin, entre l'absorbeur et le régénérateur. La transformation 1-2 correspond à celle du « compresseur thermique ». Les vapeurs sortent en 2 du régénérateur à l'état de vapeur surchauffée pour aller se condenser en 3 dans le condenseur. L'eau liquide HP produite en 3 est alors détendue pour être injectée à la BP en 4 dans l'évaporateur (cette détente produit une petite vaporisation flash d'eau). La vaporisation complémentaire du liquide dans l'évaporateur produit la vapeur en 1 et le cycle est bouclé. La succession des transformations 2-3-4-1 est la succession classique des transformations existant dans un cycle à compression de vapeur entre la vapeur refoulée du compresseur et la vapeur produite par l'évaporateur. Notons que dans le diagramme ($\text{Log}P, T, x$) de la solution, d'une part les points 1 et 4 de l'évaporateur et d'autre part les points 2 et 3 du condenseur sont confondus : ce diagramme ne différencie pas la phase liquide de la phase vapeur.

Considérons maintenant l'évolution de la vapeur dans le « compresseur thermique ». La vapeur d'eau à basse température de l'évaporateur pénètre en 1 dans l'absorbeur où elle est absorbée dans la solution entre les points 5 et 8. En effet, la solution qui provient du régénérateur est concentrée en LiBr (point 8). Elle absorbe la vapeur d'eau provenant de l'évaporateur et se dilue à la BP imposée par l'évaporateur. Au fur et à mesure que la solution absorbe de la vapeur d'eau, son état thermodyna-

mique se déplace du point 8 vers le point 5 sur le diagramme ($\log P, T, x$). Le point 5 est donné par la BP de l'évaporateur et la température de refroidissement de l'absorbeur. Cette solution diluée (point 5), est alors transférée en phase liquide au régénérateur. Pour cela, il faut utiliser une pompe d'une part pour la faire circuler et d'autre part pour la faire passer de la BP à la HP, la consommation énergétique de cette pompe est faible car il s'agit de comprimer un liquide. La solution diluée à basse température passe alors dans l'échangeur de chaleur où elle est préchauffée par la solution concentrée quittant le régénérateur à haute température et circulant à contre-courant. Cette solution diluée préchauffée atteint alors le régénérateur en 6 où elle est chauffée à pression constante et de l'eau pure est vaporisée pour aller se condenser. La vapeur d'eau surchauffée qui se condense est produite entre les points 6 et 7. Le point 7 correspond à la HP du condenseur et à la température maximale atteinte par la solution dans le régénérateur. Après avoir atteint le point 7, la solution concentrée est transférée vers l'échangeur de chaleur pour être refroidie avant d'être détendue dans l'absorbeur via l'organe de détente. Au cours de cette détente, une petite quantité de solution est vaporisée. Cette solution peut à nouveau absorber de la vapeur d'eau dans l'absorbeur et recommencer un cycle.

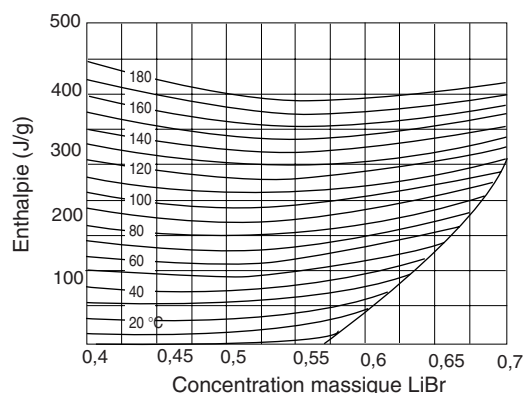


Figure 9.5 – Enthalpie de la solution LiBr-eau en fonction de la concentration massique en LiBr (d'après Herold et al.).

La figure 9.4 donne toutes les informations pour les bilans matière mais ne donne pas d'informations pour le bilan d'énergie. Dans ce cas, c'est la figure 9.5 qui est utilisée comme nous le verrons plus loin.

□ Technologie des composants

Plusieurs caractéristiques des unités à absorption liquide utilisant le couple LiBr-eau ont d'importantes conséquences sur la technologie employée, ce sont :

- la pression de fonctionnement (l'unité est en dépression) ;
- la prise en glace de l'eau liquide ;
- la très forte chaleur latente massique de l'eau ;
- la cristallisation de la solution ;
- la corrosion ;
- l'utilisation d'une pompe de circulation.

La faible pression de fonctionnement impose de minimiser les pertes de charge au cours des transferts en phase vapeur. C'est ainsi que, dans de nombreux cas, l'absorbeur et l'évaporateur sont situés dans une même enceinte de même que le régénérateur et le condenseur. Il est très courant, dans l'évaporateur, de pulvériser l'eau sur l'échangeur de chaleur (ou d'utiliser un film ruisselant) ; de façon similaire, dans l'absorbeur, la solution est souvent pulvérisée sur l'échangeur de chaleur afin d'obtenir de bons transferts de masse et de chaleur. La figure 9.6 présente le schéma d'une installation à simple effet dans laquelle un évaporateur à recirculation est utilisé. Cette technologie d'évaporateur peut éventuellement exiger d'avoir recours à une pompe de circulation. La faible pression ainsi que la prise en glace de l'eau liquide limitent l'utilisation de ce couple pour des températures positives.

Une autre conséquence de la faible pression de fonctionnement est que les fuites éventuelles se traduisent par l'introduction de gaz incondensables dans l'installation, or la présence de gaz incondensables peut bloquer totalement le fonctionnement de l'unité. Dans ces conditions, les unités sont généralement dotées d'un système de purge automatique ou semi-automatique (la purge consiste à pomper régulièrement hors

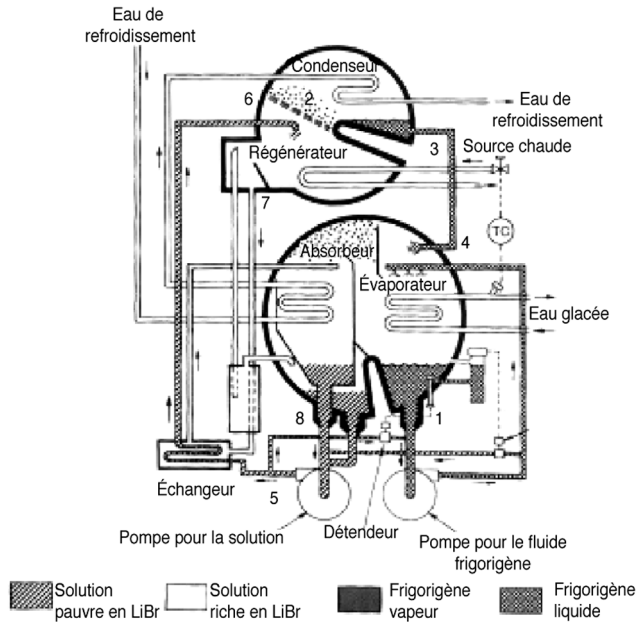


Figure 9.6 – Représentation schématique
des composants d'un cycle simple effet pour le couple LiBr-eau (d'après Carrier).

de l'enceinte les gaz incondensables). Tous les constructeurs disposent d'un système, généralement breveté, de purge automatique si bien que ce problème ne représente plus une difficulté à l'heure actuelle. Enfin, la faible pression de fonctionnement impose de forts débits volumiques d'eau mais, heureusement, la forte chaleur latente massique de l'eau réduit les conséquences négatives de cet effet puisque le débit massique est faible.

L'existence de la cristallisation limite la zone de fonctionnement de ces unités. C'est ainsi que la température d'absorption doit être impérativement inférieure à 50 °C, température à laquelle la cristallisation commence. Dans la pratique, on limite la température d'absorption à 40 °C, ce qui impose le plus souvent d'avoir recours à des tours de refroidissement. La cristallisation accidentelle a des conséquences fatales pour une installation, une régulation adaptée permet de l'éviter. La corrosion étant une difficulté technologique sérieuse, d'importantes recherches de développement ont été effectuées et des additifs inhibiteurs de corrosion ont été mis au point par les différents industriels qui commercialisent des produits à absorption liquide.

Afin de limiter les risques de fuites dus aux pompes de circulation, ces pompes sont souvent des pompes hermétiques situées dans l'enceinte sous vide de l'absorbeur et éventuellement refroidies par la solution de l'absorbeur.

□ Caractéristiques de fonctionnement

Les unités commercialisées sont classées d'après l'énergie primaire utilisée : à brûleur au gaz intégré ou bien à chauffage indirect à la vapeur ou à l'eau chaude (l'eau chaude pouvant provenir d'un capteur solaire).

Le GRL à chauffage indirect (vapeur ou eau chaude) comprend deux enceintes (figure 9.6) : une enceinte HP (en haut) qui contient le générateur et le condenseur (en fait la HP est à une pression inférieure à la pression atmosphérique) et une enceinte BP plus volumineuse qui contient l'évaporateur et l'absorbeur. L'unité comprend par ailleurs deux pompes de circulation : l'une pour la solution et l'autre pour alimenter l'évaporateur à pulvérisation avec recirculation. Le condenseur et l'absorbeur sont refroidis par un système d'eau de refroidissement (éventuellement raccordé à

une tour de refroidissement) et le générateur est chauffé, dans cette option, soit par de la vapeur soit par de l'eau chaude. Les températures de régénération peuvent aller de 75 °C à un peu moins de 100 °C (pour une installation donnée, la puissance frigorifique augmente si la température de régénération augmente mais il existe une limite due à la cristallisation) alors que la température de l'eau de refroidissement est généralement très peu supérieure à 30 °C (32 °C typiquement) pour fournir de l'eau glacée vers 7 à 9 °C. Pour les applications solaires, des constructeurs proposent des unités produisant de l'eau glacée à plus haute température (12-15 °C) et fonctionnant à plus basse température (jusqu'à 55 °C). Le COP, qui est compris entre 0,68 et 0,7 augmente à charge partielle ce qui donne une certaine flexibilité à ces unités : meilleur COP à charge partielle et possibilité d'augmenter la charge en augmentant la température de régénération.

□ Utilisation des diagrammes

Les deux diagrammes utilisés sont d'une part le diagramme ($\log P, T, x$) déjà présenté plus haut et d'autre part le diagramme enthalpique (h, x) pour la solution liquide. Ce diagramme (figure 9.5) donne, à différentes températures, l'enthalpie de la solution liquide en fonction de la concentration. Pour calculer les bilans, il faut de plus connaître les propriétés de l'eau pure, ces propriétés sont obtenues à partir soit de

tables soit de diagrammes. Il faut toujours être très vigilant lorsqu'on utilise des données sur l'enthalpie provenant de différentes sources, il faut s'assurer de la cohérence sur l'origine des enthalpies (ne pas utiliser pour l'eau pure une table pour la vapeur et un diagramme pour le liquide sans s'assurer que l'origine des enthalpies soit la même).

Exemple de calcul d'un cycle simple effet

Considérons un cas simplifié dans lequel les pertes de charge sont négligées et dans lequel les températures dans l'évaporateur et dans le condenseur sont uniformes et égales respectivement à 5 et 30 °C. La température de fin de régénération est prise égale à 75 °C et la température de fin d'absorption est égale à 30 °C. On note d'une part que la température de régénération doit être inférieure à 90 °C pour éviter les risques de cristallisation et d'autre part que si la température de fin d'absorption est supérieure à 45 °C, la différence de concentration dans le cycle devient négligeable. D'où la nécessité de fonctionner avec une source de rejet thermique à basse température. Un échangeur de chaleur sur la solution est utilisé avec une efficacité égale à 0,65. En régime permanent, le cycle est représenté figure 9.4 où les numéros correspondent à ceux introduits lors de la description du cycle présentée plus haut. Les points 9 et 10 correspondent aux points de sortie de l'échangeur de chaleur. La lecture des figures 9.4 et 9.5 donne les valeurs (P, T, h, x) pour les points 5, 6, 7 et 8 de la solution. Les valeurs portées dans le tableau 9.2 sont calculées à partir d'un logiciel pour obtenir une plus grande précision mais on peut tout à fait effectuer le calcul à partir du diagramme.

Tableau 9.2 – Points du cycle calculés à l'aide d'un logiciel.

Points	P (bar)	T (K)	h (kJ/kg)	Titre en vapeur	Concentration en LiBr
1	0,0087	278,1	2510	1	0
2	0,04246	348,1	2635	1	0
3	0,04246	303,1	125,7	0	0
4	0,0087	303,1	125,7		0
5	0,0087	303,1	66,35	0	0,5293
7	0,04246	348,1	188,6	0	0,6119
9	0,04246	318,9	133,5	0	0,6119
10	0,04246	325,5	114,1	0	0,5293

Pour l'eau pure, les enthalpies des points 1-4 et 2-3 sont obtenues à partir du tableau 9.2 ou du diagramme ou encore d'un logiciel. Bien que les calculs soient généralement effectués à l'aide de logiciels, nous présentons ici un calcul à partir des diagrammes afin d'explicitier les différentes étapes du procédé. Pour le calcul des points 9 et 10 de sortie de l'échangeur, on utilise la définition de l'efficacité thermique de l'échangeur :

$$\varepsilon = \frac{T_7 - T_9}{T_7 - T_5} = 0,65$$

Connaissant T_7 et T_5 , on en déduit T_9 et ensuite on obtient, par le diagramme ou le logiciel, l'enthalpie du point 9. Pour obtenir l'enthalpie du point 10, on effectue le bilan sur l'échangeur de chaleur :

$$\dot{m}_5(h_5 - h_{10}) + \dot{m}_7(h_7 - h_9) = 0$$

En écoulement permanent, la loi de conservation de la masse totale de solution sur le système thermodynamique ouvert constitué par le circuit de la solution connecté à l'évaporateur et au condenseur s'écrit :

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_7 + \dot{m}_\nu \text{ et } \dot{m}_5 = \dot{m}_8 + \dot{m}_\nu$$

$$\text{avec } \dot{m}_5 = \dot{m}_6$$

où $\dot{m}_\nu$ est le débit de vapeur d'eau pure échangée par le régénérateur avec le condenseur et par l'absorbeur avec l'évaporateur en régime permanent. Notant x la concentration massique en sel dans le régénérateur, elle passe de x_6 à x_7 entre les points 6 et 7 et la loi de conservation de la masse de sel donne :

$$\dot{m}_6 x_6 = \dot{m}_7 x_7$$

Définissant le taux de circulation de la solution :

$$t = \frac{\dot{m}_6}{\dot{m}_\nu}$$

on obtient : $\dot{m}_7 = \frac{x_6}{x_7} \dot{m}_6$ et $t = \frac{x_7}{x_7 - x_6}$

Le taux de circulation indique le débit de solution nécessaire pour assurer un débit de fluide frigorigène donné. Connaissant le taux de circulation, cela donne $\dot{m}_6$, on en déduit $\dot{m}_7$ et on obtient h_{10} . Tous les débits étant maintenant connus ainsi que les enthalpies, on peut effectuer les bilans sur les quatre composants et calculer le COP.

Pour une puissance frigorifique de 100 kW, le débit de vapeur d'eau est donné par le bilan sur l'évaporateur :

$$\dot{m}_\nu(h_1 - h_4) = \dot{m}_\nu(2510 - 125,7) = 100$$

$$\dot{m}_\nu = 0,0419 \text{ kg/s}$$

Le taux de circulation t , ainsi que les débits de la

solution concentrée $\dot{m}_6$ et de la solution diluée $\dot{m}_7$ sont alors donnés par :

$$t = \frac{x_7}{x_7 - x_6} = \frac{0,6119}{0,6119 - 0,5293} = 7,4$$

$$\dot{m}_6 = t \cdot \dot{m}_\nu = 7,4 \times 0,0419 = 0,31 \text{ kg/s}$$

$$\dot{m}_7 = \frac{x_6}{x_7} \dot{m}_6 = \frac{0,5293}{0,6119} \times 0,31 = 0,269 \text{ kg/s}$$

Le calcul de la puissance fournie par la pompe de circulation s'obtient par un bilan enthalpique sur la solution diluée :

$$\dot{W}_p = \dot{m}_6 \Delta h$$

où Δh est la variation d'enthalpie massique au travers de la pompe. Supposant la compression de la solution adiabatique et réversible et appliquant la relation de Gibbs pour une masse unitaire de solution donne :

$$\Delta h = T \Delta s + \nu'(HP - BP)$$

où ν' est le volume massique de la solution. Pour une compression isentropique : $\Delta h = \nu'(HP - BP)$. Le volume massique de la solution diluée est $\nu' = 0,000\,643\,8 \text{ m}^3/\text{kg}$. On en déduit le débit volumique :

$$\dot{V} = \dot{m}_7 \nu' = 0,269 \times 0,000\,643\,8$$

$$= 1,7 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$$

On obtient ainsi :

$$\dot{W}_p = \dot{V}(HP - BP)$$

$$= 1,7 \times 10^{-4} \times (4246 - 872,6) = 0,57 \text{ W}$$

où il faut faire attention aux unités. Si la pression est exprimée en Pa et le débit volumique en m^3/s , on obtient la puissance en W. On constate que le travail isentropique de la pompe est négligeable. Dans la pratique, les pompes sont toujours surdimensionnées et le travail est plus important mais faible.

Le régénérateur constitue un système thermodynamique ouvert en régime permanent. La solution diluée rentre à l'état du point 10 de sortie de l'échangeur de chaleur, la solution concentrée sort dans l'état du point 7 et la vapeur est générée dans l'état du point 2, de plus la puissance thermique $\dot{Q}_{\text{reg}}$ est fournie, ce qui s'écrit :

$$\dot{m}_6 h_{10} - \dot{m}_7 h_7 - \dot{m}_\nu h_2 + \dot{Q}_{\text{reg}} = 0$$

On obtient :

$$\dot{Q}_{\text{reg}} = -0,31 \times 114,1 + 0,269 \times 188,7$$

$$+ 0,04195 \times 2\,635 = 125,9 \text{ kW}$$

Le bilan sur l'évaporateur a donné $\dot{Q}_{ev} = 100 \text{ kW}$ ce qui conduit pour le COP à :

$$\text{COP} = \frac{100}{125,9} = 0,795$$

Ce COP est à comparer au COP de Carnot de la machine tritherme correspondante :

$$\text{COP}_c = \left(1 - \frac{T_{\text{init}}}{T_{\text{sc}}}\right) \times \frac{T_{\text{sf}}}{(T_{\text{init}} - T_{\text{sf}})}$$

$$\text{COP}_c = \left(1 - \frac{303,1}{348,1}\right) \times \frac{278,1}{25} = 1,4$$

Le rendement thermodynamique ou exergetique est égal à 0,55.

Dans la pratique le COP des unités commercialisées est légèrement plus faible puisqu'il est de l'ordre de 0,7 mais on constate que la différence est faible, ce qui prouve que la réalisation industrielle est excellente.

Pour évaluer la chaleur rejetée, on effectue d'abord le bilan sur l'absorbeur qui est traité comme un système ouvert comme l'a été le régénérateur :

$$\dot{m}_7 h_9 - \dot{m}_6 h_5 + \dot{m}_1 h_1 + \dot{Q}_{\text{abs}} = 0$$

$$-\dot{Q}_{\text{abs}} = 0,269 \times 133,5 - 0,31 \times 66,35$$

$$+ 0,04195 \times 2510 = 120,6 \text{ kW}$$

Le bilan sur le condenseur donne :

$$-\dot{Q}_{\text{cond}} = \dot{m}_v \cdot (h_2 - h_3)$$

$$= 0,4195 \times (2635 - 125,7) = 105,2 \text{ kW}$$

La chaleur rejetée est donc la somme de ces deux chaleurs :

$$-\dot{Q}_{\text{rejet}} = -(\dot{Q}_{\text{abs}} + \dot{Q}_{\text{cond}})$$

$$= 120,6 + 105,2 = 225,8 \text{ kW}$$

Cette chaleur rejetée est plus du double du froid produit : c'est l'un des inconvénients des systèmes à faible COP que de devoir rejeter une quantité de chaleur importante et donc d'utiliser des tours de refroidissement à forte puissance.

■ Cycle double effet

Il existe de nombreuses possibilités de cycles à double effet : Alefeld a démontré qu'il en existait 26. Nous n'entrerons pas dans le détail des cycles à double effet qui sont utilisés, une littérature spécialisée sur le sujet existe.

□ Principe

Le cycle double effet se différencie du cycle simple effet uniquement par le régénérateur qui est dédoublé. Le cycle comporte maintenant trois niveaux de pression. L'utilisation d'un second régénérateur à haute pression et haute température permet d'augmenter l'efficacité du cycle. En effet le régénérateur haute température est utilisé pour générer de la

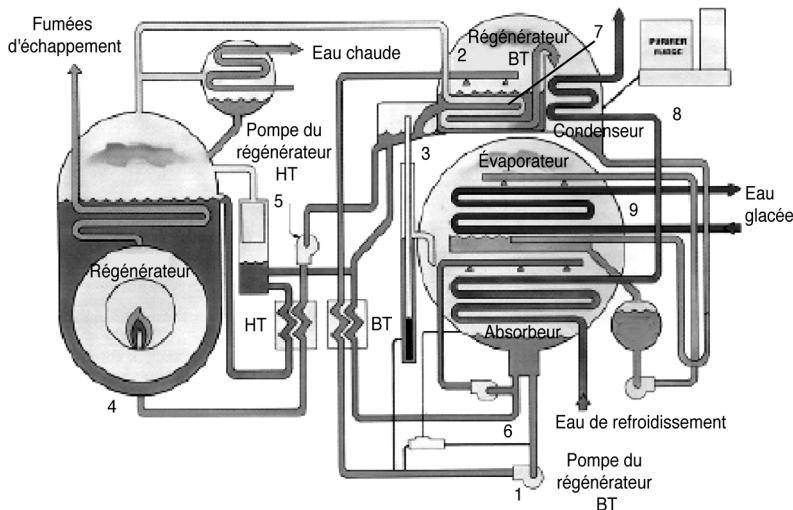


Figure 9.7 – Schéma de principe et performances d'un cycle à double effet LiBr-eau à chaudière intégrée : le COP est égal à 1,20 et la consommation électrique pour les pompes atteint 1 à 2 % de la production frigorifique.

vapeur d'eau à haute température qui sera condensée dans un échangeur de chaleur situé dans le régénérateur basse température et servira ainsi comme source de chaleur pour le régénérateur basse température. De cette façon une unité de chaleur qui sera utilisée dans le générateur haute température sera valorisée deux fois dans le cycle. Plusieurs structures de cycles double effet sont utilisées par les constructeurs. Il est courant de distinguer la structure en *écoulement en série* et la structure en *écoulement en parallèle*. Dans les deux cas, une partie de la solution est régénérée dans le régénérateur à pression intermédiaire et une partie de la solution est régénérée dans le régénérateur à haute pression. La fraction de la régénération qui a lieu dans le régénérateur basse température est donnée par le bilan thermique sur ce régénérateur : la chaleur dissipée par la condensation à haute pression conditionne le débit de la solution dans le générateur à basse température. Les circuits de la solution sont différents dans les deux cas. Le COP de l'ordre de 1,2 est légèrement plus élevé dans la configuration à écoulement en parallèle mais la puissance est légèrement supérieure dans la configuration à écoulement en série. La définition du COP diffère selon que l'unité est à brûleur intégré ou à chauffage indirect. Dans le cas du chauffage indirect, c'est le rapport entre le froid produit et la chaleur utilisée pour la régénération (le COP est de l'ordre de 1,2). Dans le cas du brûleur intégré, c'est le rapport entre le froid produit et la consommation de combustible (généralement du gaz naturel) multiplié par le PCI ou PCS du combustible ; le rendement du brûleur intervient et le COP est inférieur, généralement un peu supérieur à 1. Un exemple de réalisation en écoulement en parallèle est présenté figure 9.7. L'unité comprend essentiellement trois enceintes, l'une pour la BP où coexistent l'évaporateur et l'absorbeur, une autre pour la pression intermédiaire où se situent le régénérateur à pression intermédiaire et le condenseur et enfin la troisième enceinte HP dédiée au régénérateur HP. On remarque qu'en sortie de ce régénérateur HP, la condensation a lieu dans le serpentin qui chauffe le régénérateur à pression intermédiaire. L'eau

liquide est alors détendue de la HP à la pression intermédiaire dans le condenseur pour ensuite être détendue à la BP dans l'évaporateur.

□ Technologie des composants

Les remarques présentées pour le cycle à simple effet valent toujours. Maintenant, il faut ajouter que les efforts ont porté sur la récupération de chaleur dans le cycle ainsi que sur l'amélioration des coefficients d'échange thermique notamment dans l'absorbeur et dans l'évaporateur.

Grâce à ces améliorations, on note une augmentation appréciable des COP comme nous le verrons plus loin.

□ Caractéristiques de fonctionnement

À nouveau, comme pour le simple effet, les unités commercialisées sont classées d'après l'énergie primaire utilisée : à brûleur au gaz intégré ou bien à chauffage indirect à la vapeur ou à l'eau chaude. Les modèles à chauffage direct sont présentés soit comme GRL seul soit comme GRL en été et chauffage en hiver (*chiller/heater* en anglais). Néanmoins dans le cas du mode chauffage, les unités ne fonctionnent pas comme des pompes à chaleur mais comme de simples chaudières avec un rendement de chaudière légèrement supérieur à 0,8 (figure 9.8).

Dans le cas d'un système Trane à double effet et à brûleur intégré, l'unité comprend trois enceintes à trois pressions différentes :

- une enceinte comprenant le générateur haute température avec le brûleur intégré ; cette enceinte bien qu'étant à la plus haute pression du cycle est néanmoins à une pression inférieure à la pression atmosphérique ($HP = 30 \text{ kPa}$, figure 9.10) ;
- une seconde enceinte comprend le générateur basse température et le condenseur, cette enceinte se trouve à la pression intermédiaire ($P_{\text{int}} = 4 \text{ kPa}$) ;
- la troisième enceinte comprend l'évaporateur et l'absorbeur et se trouve à la BP (1 kPa).

L'unité comprend de plus deux échangeurs de chaleur (destinés à la récupération de chaleur interne au cycle) sur chacun des circuits de

solution alimentant chacun des générateurs. Quatre pompes de circulation sont utilisées : une sur chaque circuit de solution, une pour l'évaporateur à recirculation et une pour l'absorbeur, également à recirculation. Le générateur haute température est chauffé directement à l'aide du brûleur. Dans le schéma de principe de la figure 9.7 dont le cycle est présenté figure 9.9, on retrouve trois niveaux de température avec échanges avec l'extérieur : production du froid à $T_{ev} = 7^\circ\text{C}$, rejet thermique (condenseur + absorbeur) à $T_{int} = 30^\circ\text{C}$ et source chaude à $T_{reg} = 130^\circ\text{C}$. Mais, de plus, il existe un autre niveau de température à 70°C où il y a échange de chaleur interne au cycle : la condensation à 70°C de la vapeur qui provient du régénérateur haute température à la haute pression. Elle permet la régénération partielle dans le régénérateur basse température.

Afin de décrire le cycle, nous allons suivre le parcours de la solution diluée en LiBr qui sort de l'absorbeur (point 1) et il est conseillé au lecteur de suivre le trajet sur les figures 9.7 et 9.9 ; les points mentionnés sont portés sur ces

deux figures. En sortie de l'absorbeur, la solution est dirigée vers le régénérateur basse température où elle est introduite par pulvérisation et chauffée par l'intermédiaire de la condensa-

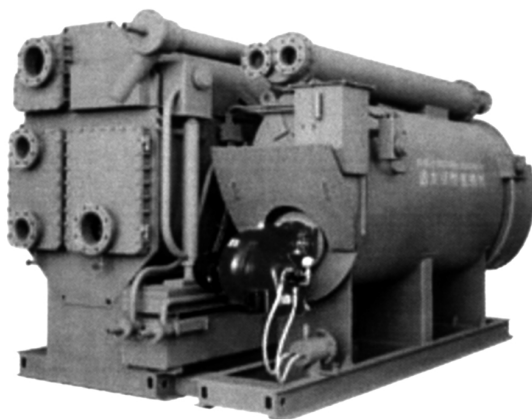


Figure 9.8 – Groupe refroidisseur de liquide (175 kW_p) à absorption LiBr-eau à chauffage direct commercialisé par Broad : le COP est égal à 1,16 et le rendement pour le chauffage est compris entre 0,82 et 0,87.

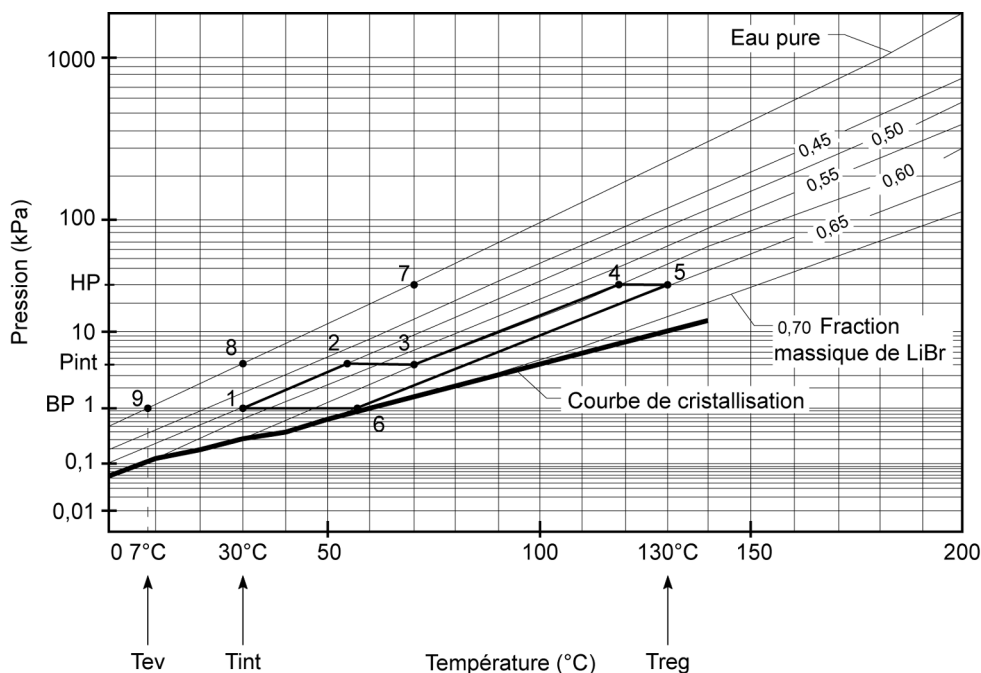


Figure 9.9 – Représentation du cycle à double effet avec les trois niveaux de pression.

tion de la vapeur d'eau haute température produite par le régénérateur haute température. La vapeur d'eau émanant de la solution dans le régénérateur basse température est condensée (point 8) dans l'enceinte contenant le régénérateur et le condenseur à la pression intermédiaire, P_{int} . L'eau liquide en résultant est alors dirigée et détendue dans l'évaporateur.

La solution partiellement régénérée dans le régénérateur basse température (point 3) est alors orientée vers le régénérateur haute température où elle est directement chauffée par le brûleur. La vapeur émanant de ce régénérateur (points 4 à 5) se condense à la haute pression et à la température intermédiaire (point 7) dans l'échangeur situé dans le régénérateur à basse température. La chaleur ainsi produite permet la régénération partielle à la pression intermédiaire de la solution. L'eau liquide résultant de cette condensation (point 7) est détendue dans le condenseur à la pression intermédiaire (point 8) et ensuite transférée dans l'évaporateur.

La solution totalement régénérée (point 5) en sortie du régénérateur haute température est dirigée vers deux échangeurs de chaleur au contact desquels elle cède de la chaleur d'abord à la solution provenant du générateur basse température puis à la solution provenant de l'absorbeur. Ce qui permet à cette solution concentrée en LiBr d'être réintroduite dans l'évaporateur à une température proche de celui-ci (point 6). Cette solution concentrée peut alors absorber des vapeurs provenant de l'évaporateur (point 9), ce qui contribue à la production du froid.

Enfin, sur cette unité, il est prévu d'utiliser la chaudière pour la fourniture d'eau chaude sanitaire (point 10 de la figure 9.7).

■ Cycle triple effet

Dans la recherche de COP plus élevés, le cycle à triple effet a été étudié pendant de nombreuses années par plusieurs laboratoires ainsi que plusieurs constructeurs. Une unité construite par York a été installée pour démonstration à Las Vegas aux États-Unis.

Le cycle à triple effet devrait présenter un COP compris entre 1,5 et 1,6. Les tests ont été effec-

tués avec un COP mesuré de 1,49 (production d'eau glacée à 7 °C, température de refroidissement de 32 °C et température maximale de solution de 198 °C).

■ Produits proposés et marché

À l'heure actuelle, les systèmes à absorption liquide LiBr-eau sont largement utilisés pour la production d'eau glacée pour la climatisation pour les fortes puissances. Après avoir connu des débouchés importants aux États-Unis, au Japon et en Corée du Sud, le marché se développe fortement en Chine actuellement. Les développements s'expliquent, dans certains pays, par l'intérêt de l'utilisation de systèmes de climatisation à partir d'énergie thermique pour faire face aux pics de consommation électrique dus à la climatisation (la climatisation par absorption permet d'économiser la construction de centrales électriques thermiques d'appoint qui fonctionneraient quelques mois uniquement par an) et par la sous-capacité du réseau électrique. La situation est très différente en Europe dans la mesure où, le plus souvent, les pics de consommation électrique ont lieu en hiver, ce qui explique la plus faible pénétration de l'absorption liquide. Néanmoins, en Europe, une demande existe correspondant à des niches.

Sur le marché, des unités sont proposées dans une gamme de puissance frigorifique allant de 100 kW à plusieurs MW. Néanmoins, plusieurs sociétés ont mis sur le marché des climatiseurs individuels (à partir de 10 kW) pour concurrencer les *roof top* et les *split unit*. Ces unités produites en série peuvent être alimentées par de l'eau chaude (éventuellement pressurisée) ou bien à partir de réseaux vapeur moyenne pression (typiquement 5 bars) ou encore à partir de chaudières, intégrées à l'équipement, au gaz ou à tout autre combustible (sur production particulière). Les unités utilisant un cycle double effet ont un COP compris entre 1 et 1,1 lorsqu'elles sont alimentées au gaz naturel (ce qui intègre le rendement de chaudière) et un COP de l'ordre 1,2 (voire 1,3) lorsqu'elles sont alimentées à la vapeur. Les unités commercialisées utilisant un cycle simple effet ont un COP de 0,7. Ces dernières unités sont bien adaptées

pour la récupération des rejets thermiques à moyenne température (de l'ordre de 70 à 90 °C) ou pour l'énergie solaire.

■ Rendement exergetique

Les systèmes à absorption présentent de faibles COP comparés aux systèmes à compression mécanique de vapeur mais les sources d'énergie étant différentes, il est intéressant de comparer les rendements exergetiques.

Rendement exergetique d'unités à absorption

Le COP des systèmes à absorption liquide est beaucoup plus faible que celui des systèmes à compression mécanique de vapeur, néanmoins, leur rendement exergetique est bon.

Nous allons d'abord calculer le rendement exergetique basé sur les températures internes de fonctionnement.

Considérons un *cycle simple effet* dont les températures internes de régénération, rejet thermique et évaporation sont respectivement de 90, 30 et 3 °C et dont le COP = 0,7. Le rendement exergetique est donné par :

$$\eta_{\text{ex}} = \frac{\text{COP}}{\text{COP}_c} \text{ avec } \text{COP}_c = \left(1 - \frac{303}{363}\right) \frac{276}{27} = 1,69$$

$$\text{donc } \eta_{\text{ex}} = \frac{0,7}{1,69} = 0,41$$

Pour un *cycle double effet* dont les températures internes de régénération, rejet thermique et évaporation sont respectivement de 150, 30 et 3 °C et dont le COP = 1,1, le rendement exergetique est donné par :

$$\eta_{\text{ex}} = \frac{\text{COP}}{\text{COP}_c} \text{ avec } \text{COP}_c = \left(1 - \frac{303}{423}\right) \frac{276}{27} = 2,9$$

$$\text{donc } \eta_{\text{ex}} = \frac{1,1}{2,9} = 0,38$$

Sur ces deux exemples, on retient qu'un rendement exergetique de 0,4 est une bonne performance thermodynamique. Si l'on considère un GRL à compression mécanique de vapeur, son COP de Carnot est égal à 10,2. Si le COP est de 4 cela conduit à un rendement exergetique de 0,39 et si le COP est de 5 cela donne un rendement exergetique de 0,49. La comparaison dépendra de la technologie retenue pour la compression mécanique mais on constate que ce sont des ordres de grandeur comparables même s'il faut admettre que la compression mécanique bien sélectionnée doit faire légèrement mieux que l'absorption du point de vue du rendement exergetique.

Le même calcul sur les températures externes va dépendre des pincements. Supposant, par exemple,

des pincements de 5 °C donne *pour le simple effet* :

$$\text{COP}_c = \left(1 - \frac{298}{368}\right) \frac{281}{17} = 3,14$$

$$\text{donc } \eta_{\text{ex}} = \frac{0,7}{3,14} = 0,22$$

et *pour le double effet* :

$$\text{COP}_c = \left(1 - \frac{298}{428}\right) \frac{281}{17} = 5,02$$

$$\text{donc } \eta_{\text{ex}} = \frac{1,1}{5,02} = 0,22$$

Comme on devait s'y attendre, le rendement exergetique est beaucoup plus faible et ce rendement est sensible au pincement des échangeurs.

De plus, si le système est alimenté par la combustion de gaz naturel et que l'on prend comme température de source chaude 1 100 °C et non plus 150 °C, le rendement exergetique calculé sur les températures externes se dégrade fortement.

Le rendement exergetique pour les trois cycles SE, DE et TE est présenté tableau 9.3.

Tableau 9.3 – COP et rendement exergetique pour les cycles LiBr-eau fonctionnant au gaz naturel.

Cycles	SE	DE	TE
COP	0,7	1,1	1,6
η_{ex}	0,06	0,09	0,13

Le rendement exergetique de systèmes à absorption liquide fonctionnant à partir de rejets thermiques est bon alors que ce même rendement exergetique à partir du gaz naturel est très faible. L'alimentation au gaz naturel de systèmes à absorption n'est pas la meilleure solution d'un point de vue thermodynamique.

9.1.2 Couple eau-ammoniac

Le fluide frigorigène est l'ammoniac et l'eau est le fluide absorbant. Les différences importantes par rapport au couple LiBr-eau sont que maintenant :

- la pression de fonctionnement est élevée et généralement supérieure à la pression atmosphérique ;
- l'eau se vaporise et la vapeur ne sera plus du fluide frigorigène pur mais sera un mélange ;

– il n'y a plus de limite vers les basses températures ni de problème de cristallisation.

■ Cycle à un étage

Dans le cas du couple eau-ammoniac, on ne parlera plus de cycle simple effet mais de cycle à un étage. Le cycle à un étage est à nouveau un cycle à deux niveaux de pression qui comprend : un évaporateur et un absorbeur côté BP ; un condenseur et un régénérateur (ou désorbeur) côté HP. Mais de plus, le cycle comprend une colonne de rectification (figure 9.10). Les côtés BP et HP sont à nouveau reliés par un organe de détente sur la phase liquide entre le condenseur et l'évaporateur ainsi que par une pompe de circulation et un organe de détente sur la solution liquide entre l'absorbeur et le régénérateur. Deux composants (l'évaporateur et le condenseur) ne contiennent que de l'ammoniac pur alors que l'absorbeur, le régénérateur et la colonne de rectification contiennent le mélange. Quatre de ces composants sont reliés aux sources extérieures de chaleur : source chaude pour le régénérateur, réseau de

fluide frigoporteur pour l'évaporateur et rejet thermique pour le condenseur et l'absorbeur. Comme précédemment, le cycle du fluide frigorigène pur dans le condenseur et dans l'évaporateur correspond à la succession classique des transformations existant dans un cycle à compression mécanique de vapeur entre la vapeur refoulée du compresseur et la vapeur produite par l'évaporateur. Nous ne commenterons pas à nouveau ces transformations qui ont été décrites plus haut pour le couple LiBr-eau. En revanche, la transformation 1-2 (figures 9.2 et 9.11) dans la partie à absorption correspond à celle du « compresseur thermique » qui est légèrement différente dans le cas du couple eau-ammoniac compte tenu de la volatilité de l'eau. Noter que dans le cas du couple eau-ammoniac, c'est la concentration de l'ammoniac (fluide frigorigène) qui est utilisée et non plus celle du sorbant comme c'était le cas pour le couple LiBr-eau.

Considérons l'évolution dans le « compresseur thermique ». La vapeur d'ammoniac anhydre à basse température provenant de l'évaporateur pénètre en 1 dans l'absorbeur où elle est absor-

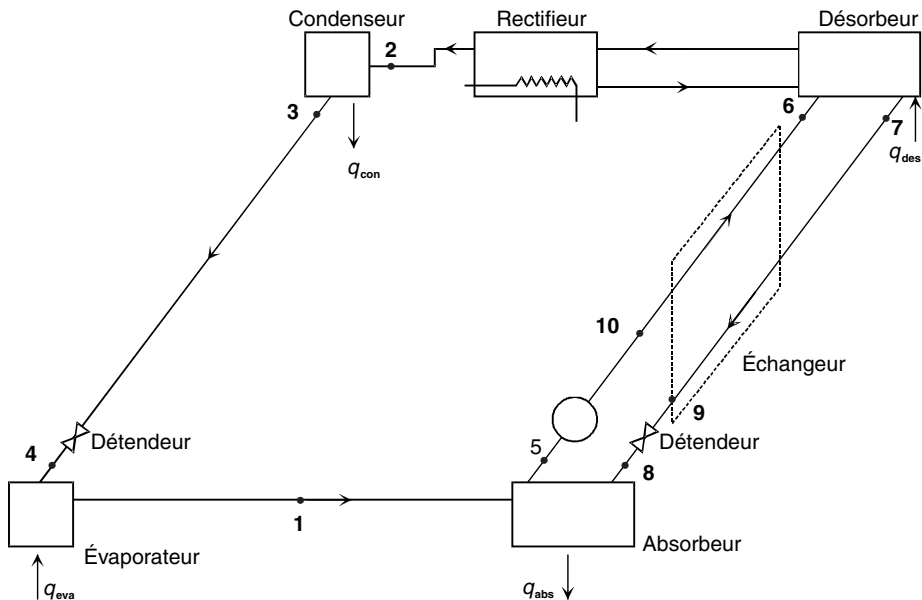


Figure 9.10 – Représentation des composants constitutifs d'un cycle à un étage eau-ammoniac.

bée dans la solution aqueuse. La solution riche en eau se concentre en ammoniac au fur et à mesure que l'absorption se produit.

Cette solution liquide aqueuse concentrée en ammoniac est alors transférée en phase liquide au régénérateur *via* l'échangeur. Pour cela, il faut utiliser une pompe pour la faire passer de la BP à la HP. La solution pauvre à basse température passe d'abord dans l'échangeur de chaleur où elle est préchauffée par la solution riche quittant le régénérateur à haute température et circulant à contre-courant. Cette solution pauvre préchauffée est dirigée vers le générateur, où elle est alors chauffée à pression constante et est vaporisée. La vapeur produite n'est pas de l'ammoniac pur mais un mélange d'ammoniac et d'eau. Cette vapeur est dirigée vers la colonne de rectification où elle est distillée. Plusieurs technologies de colonne de rectification sont utilisées, l'une consiste à utiliser des plateaux de distillation avec en contre-courant un reflux d'ammoniac liquide pur qui sert à absorber la vapeur d'eau. La solution concentrée en ammoniac provenant de l'absorbeur est

également envoyée comme reflux dans la colonne de rectification. La vapeur surchauffée sortant de la colonne de rectification est de l'ammoniac à plus de 99,9 % de pureté, elle est envoyée dans le condenseur où elle se condense.

■ Cycles avancés

Deux types de cycles dits avancés ont été mis au point. D'abord un cycle GAX (figure 9.16) qui comprend un échange de chaleur plus sophistiqué entre l'absorbeur et le régénérateur (voir exemple plus loin). Ce cycle permet d'obtenir des COP supérieurs au cycle simple effet. Le cycle GAX est encore un cycle à deux niveaux de pression mais, maintenant, les variations de température dans le régénérateur et dans l'absorbeur sont importants si bien que les changements de concentration dans le régénérateur et dans l'absorbeur sont également importants. Il est possible de tirer profit de l'importante différence de température dans le régénérateur pour utiliser un échangeur de chaleur entre la partie basse température du régénérateur et la

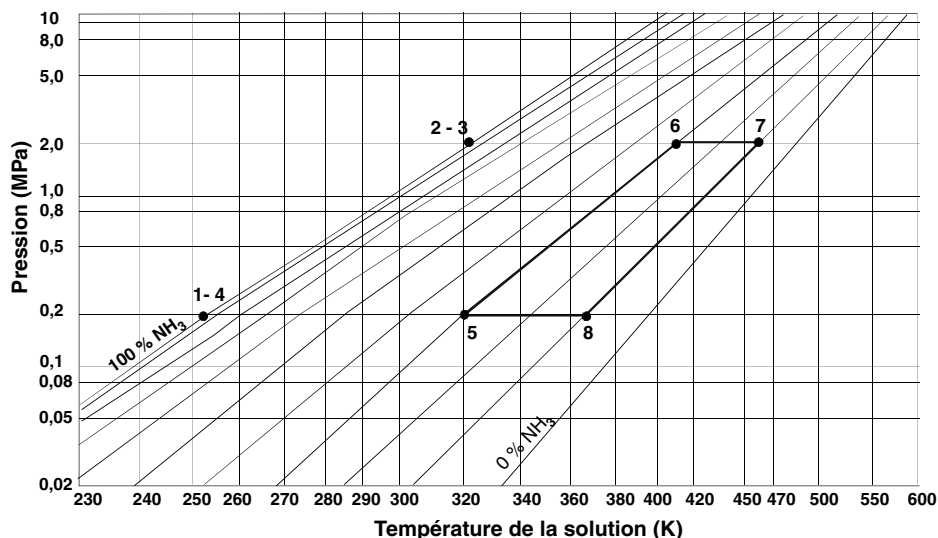


Figure 9.11 – Cycle à un étage dans un diagramme d'équilibre $P(T, x)$ pour le couple eau-ammoniac (d'après Herold et al.).

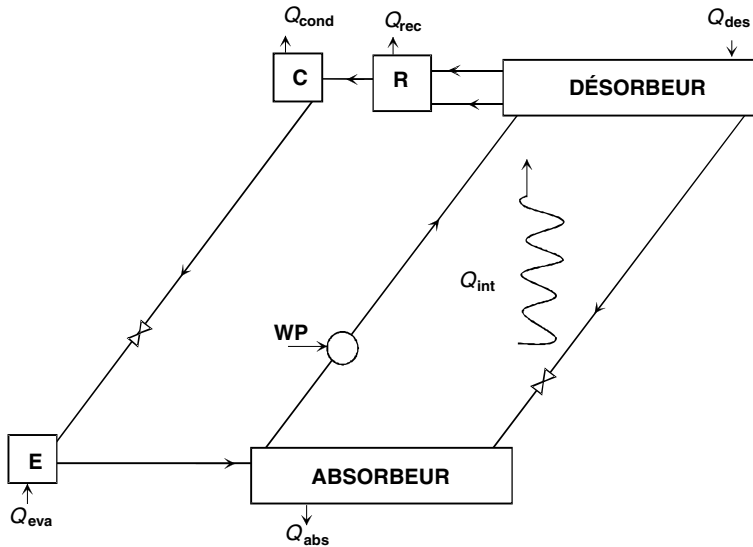


Figure 9.12 – Représentation schématique du cycle GAX.

partie haute température de l'absorbeur (d'où le nom GAX pour Generator/Absorber/HX). Cette gestion de la chaleur au sein du cycle permet de réduire, d'une part la quantité de chaleur prélevée à la source chaude extérieure, d'autre part la quantité de chaleur à évacuer à la source intermédiaire de chaleur. Du point de vue de la description du cycle, côté solution, le cycle GAX est identique au cycle à un étage, c'est simplement la gestion de la chaleur au sein du cycle et avec les sources extérieures de chaleur (pour l'absorbeur et le générateur + rectifieur) qui diffère. Ce cycle GAX est utilisé notamment dans des unités pour le conditionnement d'air, il permet d'augmenter le COP d'environ 50 % par rapport au cycle de base. Par ailleurs des cycles multi-étagés ont été développés, non pas pour augmenter le COP mais afin de pouvoir augmenter la différence de température entre la production du froid et le rejet thermique. En effet, l'intérêt du cycle eau-ammoniac est de pouvoir fonctionner à des températures négatives. Si l'on veut atteindre des températures de $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ voire moins, il faut utiliser un cycle à plusieurs étages.

■ Utilisation des diagrammes de solutions binaires

Les diagrammes utilisés dans le cas du couple ammoniac-eau diffèrent de ceux utilisés dans le cas LiBr-eau à cause de la volatilité de l'eau. Ce sont des diagrammes de solutions binaires. Le premier diagramme est à nouveau un diagramme d'équilibre liquide vapeur ($\text{Log}P, T, x$), généralement présenté sous une forme de diagramme de Clapeyron ($\text{Log}P, -1/T, x$). Dans ce diagramme (figure 9.11), on reconnaît les courbes d'équilibre liquide vapeur pour les deux fluides purs (eau et ammoniac) plus les courbes à différentes teneurs en ammoniac dans la solution liquide. À l'aide de ce diagramme, connaissant, par exemple, la concentration dans la solution liquide et la température de la solution, on en déduit la pression. L'autre diagramme (figure 9.13) est le diagramme de Merkel (ou de Ponchon). La lecture de ce diagramme est plus délicate et exige un apprentissage. Il donne l'enthalpie en phase vapeur et en phase liquide pour la solution. La partie basse de ce dia-

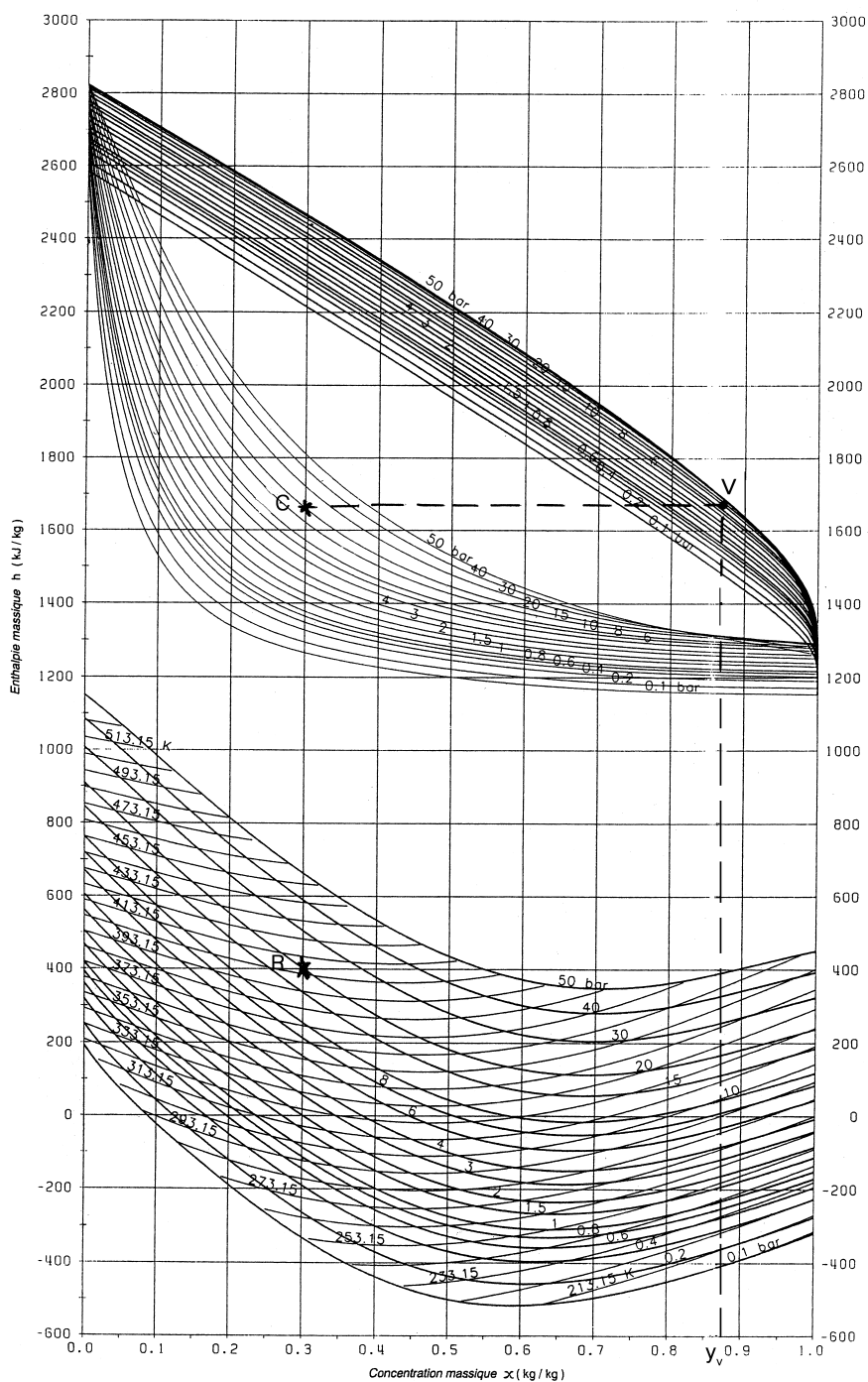


Figure 9.13 – Diagramme de Merkel pour le couple eau-ammoniac (d'après l'IIF) et méthode graphique pour déterminer la composition de la phase vapeur (point V) connaissant la composition et la température de la phase liquide (points R et C).

gramme donne, comme pour le cas précédent LiBr-eau, l'enthalpie de la solution liquide en fonction de la concentration à différentes températures. De plus, dans cette même partie du diagramme, sont portées les isobares. Pour connaître l'enthalpie d'une solution liquide, il faut connaître sa température ou sa pression et sa concentration. Considérons une solution contenant 30 % d'ammoniac à une pression de 20 bars, on lit sur le diagramme de Merkel (point *R*) une température d'équilibre $T \cong 135^\circ\text{C}$ et une enthalpie $h_s \cong 400\text{ kJ/kg}$. Sur le diagramme ($\text{Log}P, -1/T, x$), on confirme que la température d'équilibre est bien de 135°C (attention, l'unité de pression utilisée dans les deux diagrammes n'est pas la même). Pour avoir l'enthalpie de la phase vapeur en équilibre de température avec la solution, il faut passer par l'intermédiaire des courbes conjuguées données dans la partie haute du diagramme de Merkel. En effet, dans cette partie, des fuseaux de courbes isobares sont présentés. La partie haute du fuseau correspond à la courbe de rosée du mélange binaire : elle donne l'enthalpie de la vapeur saturante de la solution. Pour positionner le point d'équilibre sur cette courbe, il faut utiliser la courbe conjuguée qui correspond à la partie basse du fuseau.

C'est ainsi qu'ayant positionné le point à 30 % d'ammoniac et 20 bars sur la courbe conjuguée (point *C*, figure 9.13), on obtient l'enthalpie de la phase vapeur $h_v = 1\,675\text{ kJ/kg}$. La composition de la phase vapeur est obtenue par l'intersection de cette isenthalpe et de l'isobare à 20 bars de la partie supérieure du fuseau (point *V*, figure 9.13).

On obtient ainsi la concentration en phase vapeur de l'ammoniac $y_v = 88\%$. On constate qu'il y a une quantité importante d'eau dans la vapeur générée, d'où l'importance d'utiliser une colonne de rectification. En effet si cette solution est envoyée sans rectification dans le condenseur, au bout d'un certain temps, on aura une concentration uniforme dans l'unité et le système ne fonctionnera plus.

■ Caractéristique des unités

Actuellement, des systèmes à absorption à ammoniac-eau sont commercialisés pour deux types d'application. La première application est la climatisation au gaz naturel.

□ Climatisation au gaz

Les matériels proposés sont généralement basés sur des cycles simple effet à faible COP (COP $< 0,5$) ou éventuellement des cycles GAX (COP $\sim 0,6$ à $0,7$). Un exemple d'unité pour la climatisation utilisant un cycle GAX est présenté figure 9.20. Les puissances frigorifiques sont faibles (à partir de 10 kW) et le marché visé est celui de la climatisation individuelle : rafraîchissement en été et chauffage par l'intermédiaire de la chaudière en hiver. L'unité (figure 9.14) comprend un évaporateur, un absorbeur, un générateur + un rectifieur et une batterie contenant deux circuits : d'une part un circuit pour le condenseur et d'autre part un circuit pour le refroidissement de la solution de l'absorbeur. À noter également la présence de détendeurs entre les circuits BP et HP : un détendeur D_1 entre le condenseur et l'évaporateur et un détendeur D_2 entre le générateur et l'absorbeur. Une pompe de circulation assure le transport de solution du circuit BP vers le circuit HP. En sortie de condenseur, il existe un échangeur liquide vapeur (ELV) assurant le sous-refroidissement du liquide en sortie de condenseur par échange de chaleur avec les vapeurs aspirées. Le cycle GAX consiste à récupérer la chaleur de rectification et une partie de la chaleur de refroidissement de la solution chaude en provenance du générateur ainsi qu'une partie de la chaleur d'absorption. Afin d'assurer ce cycle GAX, il faut noter que c'est la circulation de la solution qui assure le refroidissement du rectifieur de même que la partie haute de l'absorbeur est refroidie par la circulation de la solution. Cette configuration de cycle permet d'obtenir un COP de 0,62 pour le cycle GAX alors que le COP du cycle de base n'est que de 0,48.

Il est intéressant d'introduire la notion de coefficient de régénération qui permet de quantifier l'efficacité de la récupération de chaleur

dans le cycle GAX. Appelons Q_0 la charge frigorifique et Q_{g0} la chaleur de régénération nécessaire pour le cycle de base. Le COP de l'unité avec le cycle de base est simplement :

$$\text{COP}_0 = \frac{Q_0}{Q_{g0}} \quad (9.1)$$

Pour le cycle GAX, nous avons mentionné que le cycle décrit est le même mais la gestion de chaleur diffère. Une fraction r de la chaleur de régénération est récupérée à l'intérieur du cycle et seule la fraction $(1 - r)$ doit être prélevée sur l'extérieur si bien que le nouveau COP devient :

$$\text{COP}_{\text{GAX}} = \frac{Q_0}{(1 - r)Q_{g0}} = \frac{\text{COP}_0}{1 - r} \quad (9.2)$$

Dans le cas cité plus haut, $\text{COP}_0 = 0,48$ et $\text{COP}_{\text{GAX}} = 0,62$ si bien que le coefficient de régénération est égal à 0,23.

Pour une capacité frigorifique de 35 kW et un COP de 0,62, la consommation électrique pour les accessoires (dont la pompe de la solution) est de 1,5 kW. Ces unités modulaires peuvent être montées en parallèle pour obtenir de plus fortes puissances.

Comme nous le verrons plus loin, d'un point de vue environnemental, ces produits, bien que ne produisant pas d'émissions directes de gaz à effet de serre, ne sont pas favorables à l'environnement lorsqu'ils utilisent du gaz naturel mais peuvent l'être s'ils utilisent du biogaz.

Notons que plusieurs entreprises travaillent actuellement au développement d'une pompe à chaleur réversible $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ utilisant un cycle GAX dont le COP serait de 0,7 pour la production frigorifique et le COA serait de 1,5 pour le chauffage. Si un tel composant voyait le jour, cela constituerait une percée indéniable pour le conditionnement d'air dans l'habitat et le tertiaire et il pourrait vraisemblablement participer à la lutte contre l'effet de serre.

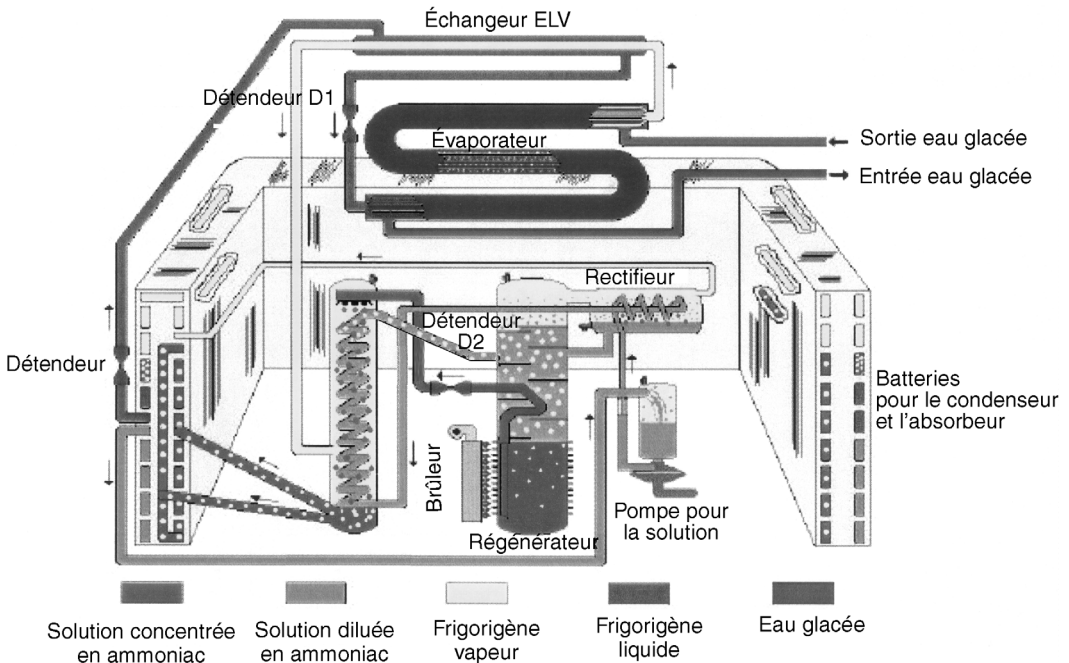


Figure 9.14– Représentation schématique des composants d'un cycle GAX eau-ammoniac pour la climatisation (documentation Robur-Servel).

□ Froid industriel

Le deuxième type d'applications correspond à du froid industriel avec production de froid à des températures négatives pouvant atteindre $-60\text{ }^{\circ}\text{C}$. Le COP dépend bien entendu des conditions opératoires, typiquement, un COP de 0,5 est obtenu pour une température de $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$. À basse température, ces systèmes à absorption peuvent, à l'avenir, occuper un créneau intéressant dans la mesure où la concurrence avec les systèmes à compression mécanique de vapeur utilisant du R-507 ou du R-410A peut être favorable à l'absorption notamment en termes de maintenance.

L'unité comprend un évaporateur, un condenseur, un générateur et un absorbeur. De plus, elle comprend une colonne de rectification, un sous-refroidisseur et des échangeurs. L'unité permet de produire 1 400 kW de froid à $-28\text{ }^{\circ}\text{C}$ en utilisant de la vapeur à 10 bars à partir d'un cycle tel que schématisé figure 9.15.

De telles unités pouvant produire du froid jusqu'à $-60\text{ }^{\circ}\text{C}$ peuvent être couplées à des unités de cogénération en assurant une production d'énergie motrice, de froid et éventuellement de chaleur.

■ Cycle à absorption à diffusion

Ce cycle a été proposé par Platen et Munters en 1920. Un gaz léger est utilisé comme gaz vecteur (généralement l'hydrogène). Le principe de ce cycle est d'utiliser les gradients de concentration comme force motrice pour le transfert de masse en lieu et place du gradient de pression et peut donc fonctionner sans pompe. Un de ses avantages est d'être silencieux : c'est la raison principale de son utilisation comme mini bar dans de nombreuses chambres d'hôtels. L'ammoniac est toujours le fluide frigorigène, l'eau le fluide absorbant et l'hydrogène facilite le transport de l'ammoniac en phase vapeur lorsque des gradients de concentration existent.

L'inconvénient de ce cycle est que son COP est faible. Les COP de petits réfrigérateurs ménagers varient typiquement entre 0,1 et 0,2 suivant les conditions opératoires. Le seul débouché pour de tels produits est donc le marché des

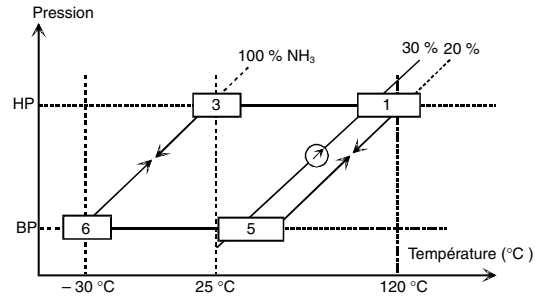


Figure 9.15 – Cycle typique utilisé par Colibri pour réaliser ses unités.

très petites unités dont la consommation énergétique est marginale et pour lesquels la nuisance sonore des pompes ou compresseurs est rédhibitoire. D'un point de vue environnemental, ces produits ne sont pas défendables du point de vue de l'effet de serre mais le sont du point de vue de la nuisance sonore.

9.2 Systèmes à sorption solide

Les systèmes de production du froid à sorption solide reposent sur le principe de la sorption (et de la désorption) d'un fluide par un solide approprié. Deux classes de sorbants solides sont utilisées : les adsorbants dans lesquels une adsorption purement physique se produit (sans réaction chimique) et des sels qui réagissent chimiquement avec des fluides (ammoniacates ou hydrates essentiellement). Une différence thermodynamique importante existe entre ces deux classes de systèmes : l'adsorption solide est un système divariant dans lequel la pression d'équilibre dépend de la température et de la teneur en fluide alors que la réaction chimique dans un sel constitue un système monovariant dans lequel la pression d'équilibre ne dépend que de la température. Cependant, la réaction chimique n'est pas instantanée et une grandeur caractérisant l'état d'avancement de la réaction chimique est introduite si bien, qu'en pratique, la description des systèmes à réaction chimique est proche de la description d'un système divariant. De son côté, la cinétique d'adsorption est

très rapide et n'est pas un effet limitant dans les cycles de production du froid et il n'y a pas lieu, pour l'adsorption, d'introduire une notion correspondant à l'état d'avancement.

Les fluides utilisés sont à nouveau des fluides naturels : eau, ammoniac, alcools essentiellement. L'eau sera utilisée uniquement pour la production d'eau glacée, l'ammoniac et les alcools pouvant être utilisés pour les températures négatives ainsi que pour la production d'eau glacée.

9.2.1 Système hermétique à adsorption

De même que pour l'absorption liquide, nous avons un cycle de base à simple effet et des cycles avancés ; pour l'adsorption, le cycle de base est un cycle intermittent, que nous allons présenter en détail, et ensuite nous mentionnerons les cycles avancés.

■ Cycle intermittent

Comme pour les systèmes à absorption liquide, le cycle de base est un cycle à deux niveaux de pression. Néanmoins, la différence importante avec l'absorption liquide est que l'adsorbant étant solide, il n'est plus possible d'envisager de le faire circuler simplement comme dans le cas d'une solution liquide. De ce fait, l'adsorbant est un réacteur à lit fixe et la structure des cycles proposés ainsi que les technologies retenues sont très différentes de l'absorption liquide. Nous allons commencer par présenter le cycle intermittent qui comprend : un évaporateur BP, un condenseur HP, et un adsorbant qui est modulé en température et dont la pression évolue entre la BP et la HP suivant la phase. Un détendeur V_3 (ou plus simplement un tube capillaire) relie le condenseur à l'évaporateur. La liaison de l'adsorbant à l'évaporateur d'une part et au condenseur d'autre part comprend une vanne. Les trois composants sont reliés aux sources extérieures de chaleur : alternative-ment source chaude et rejet thermique pour l'adsorbant, réseau d'eau glacée, ou autre fluide frigoporteur, pour l'évaporateur et rejet thermique pour le condenseur. Pour décrire le fonctionnement d'un cycle intermittent, nous

allons introduire le schéma de principe (figure 9.16) et un réseau d'isostères ($\text{Log}P, T, x$) qui est de même nature (figure 9.17) que le diagramme ($\text{Log}P, T, x$) utilisé pour le couple LiBr-eau. En abscisse, la température est celle de l'adsorbant et la pression est celle du fluide frigorigène en équilibre avec l'adsorbant à la température T ; les isostères correspondent à différents teneurs x de l'adsorbant en fluide frigorigène.

Le cycle représenté dans un diagramme ($\text{Log}P, T, x$) est identique à celui décrit pour le couple LiBr-eau mais le cycle intermittent est discontinu. Considérons le couple zéolithe-eau. Pour décrire un cycle, nous allons supposer que l'adsorbant vient d'être régénéré et qu'il est dans l'état du point 7 (figure 9.17) correspondant à la HP et à la température maximale atteinte par la zéolithe. Les vannes V_1 et V_2 sont fermées, l'adsorbant est refroidi et sa pression baisse, l'adsorbant suit une ligne isostérique 7-8 (masse d'eau constante). Lorsque la pression dans l'adsorbant atteint la pression BP de l'évaporateur, la vanne V_1 est ouverte et l'évaporation commence. L'adsorbant continuant à être refroidi, sa température diminue et l'évaporation peut se poursuivre aussi longtemps que l'adsorbant continue à adsorber. Mais lorsque la température de l'adsorbant

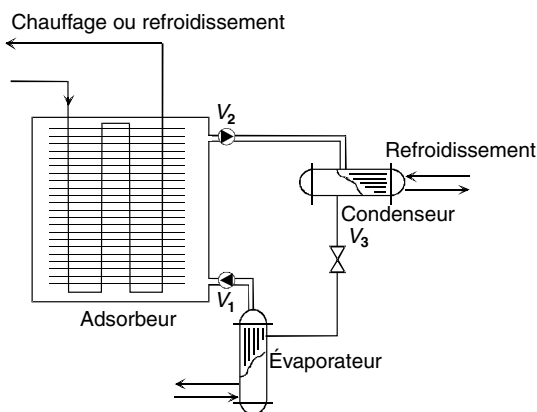


Figure 9.16 – Représentation schématique des composants d'un cycle intermittent à adsorption.

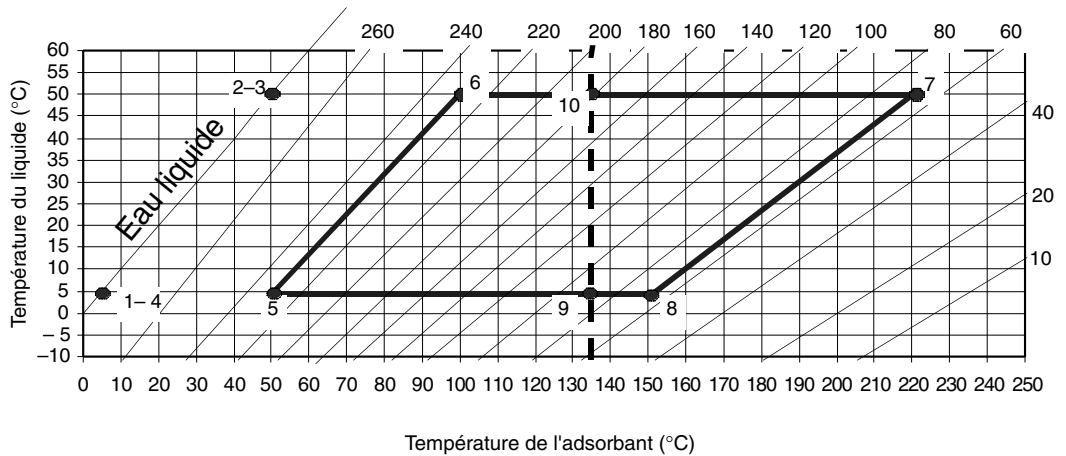


Figure 9.17 – Cycle intermittent (5-6-7-8-5) et à deux adsorbateurs (5-6-10-7-8-9-5) dans un réseau d'isostères (T_{liq} , T_{ads} , teneur) du couple zéolithe 13X-eau.

atteint la température du point 5, sa capacité d'adsorption devient nulle et l'évaporation s'arrête. La vanne V_1 est alors fermée et l'adsorbateur est chauffé. La température de l'adsorbateur augmente entraînant une élévation de pression. Dans l'adsorbateur, la pression suit la ligne isostérique 5-6. Lorsque la pression atteint la valeur de la pression HP du condenseur, la vanne V_2 est ouverte et la condensation commence. La vapeur surchauffée se condense (point 2-3). La condensation se poursuit aussi longtemps que de la vapeur est produite au cours de l'élévation de température de l'adsorbateur. Mais lorsque la température dans l'adsorbateur atteint la température maximale du point 7, la désorption cesse et cette phase est terminée. La vanne V_2 est alors fermée et le cycle recommence. La vanne V_3 qui assure le retour du fluide frigorigène peut être un capillaire ou une vanne commandée qui peut être ouverte pendant la condensation. Une caractéristique de ce cycle est sa rusticité et sa simplicité de mise en œuvre. Néanmoins, dans un tel cycle, la production du froid est intermittente (des réfrigérateurs solaires intermittents calés sur le rythme solaire ont ainsi été conçus, figure 9.18) et le COP est faible (voir l'exemple ci-après). Une façon de pallier ces deux difficultés est de développer des cycles à plusieurs adsorbateurs comme nous le verrons plus loin.



Figure 9.18 – Machines solaires à fabriquer de la glace (5 kg par jour et par unité) utilisant le couple charbon actif-méthanol.

Calcul d'un cycle intermittent

Comme dans le cas de l'absorption liquide, nous allons présenter un calcul simplifié de cycle intermittent. Ce calcul va être effectué sur un cycle de base pour le couple zéolithe 13X-eau. Nous négligerons à nouveau les pertes de charge et supposons que les températures internes dans l'évaporateur et le condenseur sont uniformes.

Pour calculer le COP, il faut effectuer les bilans sur l'adsorbent dans la phase de chauffage/régénération ainsi que sur l'évaporateur. Le cycle étant intermittent, on ne va plus évaluer les puissances comme dans le cas de l'absorption liquide, mais on va évaluer la chaleur utilisée dans la phase de chauffage/régénération ainsi que le froid utile à l'évaporateur dans la phase suivante d'adsorption au cours du même cycle. On supposera que le fonctionnement est cyclique avec un état final du cycle rigoureusement identique à l'état initial.

Considérons l'adsorbent qui évolue du point 5 au point 7 (voir figure 9.17). Dans cette phase, il faut fournir non seulement la chaleur latente de désorption mais également la chaleur sensible pour chauffer les différentes parties de l'adsorbent : métal, adsorbant, fluide adsorbé (adsorbat). Nous allons supposer que la chaleur latente de désorption (notée ΔH) est constante entre les points 6 et 7 et que les capacités thermiques massiques du métal, de l'adsorbant et de l'adsorbat sont constantes dans le domaine de température considéré. Nous notons x_6 et x_7 les teneurs en adsorbat (ou les masses adsorbées par kg d'adsorbant anhydre) qui sont l'équivalent pour l'adsorption solide des concentrations pour l'absorption liquide. La chaleur de régénération pour un cycle s'écrit :

$$q_{\text{reg}} = \underbrace{M_{\text{ads}}(x_6 - x_7)\Delta H}_{\text{chaleur latente}} + \underbrace{\int_{T_5}^{T_7} (M_{\text{ech}}c_{\text{pech}} + M_{\text{ads}}c_{\text{pads}} + mc_{\text{pa}})dT}_{\text{chaleur sensible}}$$

$$q_{\text{reg}} \cong M_{\text{ads}}(x_6 - x_7)\Delta H + \left(M_{\text{ech}}c_{\text{pech}} + M_{\text{ads}}c_{\text{pads}} + \frac{m_6 + m_7}{2} \cdot c_{\text{pa}} \right) \delta T$$

où nous avons introduit M_{ads} , la masse d'adsorbant, M_{ech} , la masse de l'échangeur, m , la masse d'adsorbat, $\delta T = T_7 - T_5$, les c_p pour les différents éléments sont supposés constants et ΔH est la chaleur latente de désorption.

Pour le calcul de la chaleur sensible de l'adsorbat, il faut effectuer l'intégration dans la mesure où la masse d'adsorbat varie, nous avons effectué l'approximation du trapèze pour l'évaluation de cette intégrale.

Le froid produit à l'évaporateur peut s'obtenir à partir de l'enthalpie de l'eau mais il peut également s'écrire :

$$q_{\text{ev}} = M_{\text{ads}}(x_6 - x_7) [L - c_{\text{pl}}(T_{\text{cond}} - T_{\text{ev}})]$$

où c_{pl} est le c_p du liquide.

En prenant 5 °C et 50 °C comme températures respectives d'évaporation et de condensation (et de fin d'adsorption) et 220 °C comme température maximum de régénération, on obtient $\delta T = 170$ °C et d'après le réseau d'isostères, on voit que $\Delta x = 0,254 - 0,068 = 0,177$ kg d'eau/kg de zéolithe.

Si l'adsorbent contient 20 kg de zéolithe anhydre et 5 kg de cuivre, on obtient :

$$Q_{\text{reg}} \cong \underbrace{20 \times 0,177 \times 3\,250}_{11\,505} + \underbrace{\left(5 \times 0,397 + 20 \times 0,836 + 20 \times \frac{0,254 + 0,068}{2} \times 4,18 \right) \times 170}_{5\,468} \text{ kJ}$$

$$Q_{\text{reg}} = 16\,973 \text{ kJ/cycle}$$

$$\begin{aligned} \text{et } Q_{\text{ev}} &= 20 \times 0,177 \times (2\,500 - 4,18 \times 45) \text{ kJ} \\ &= 8\,184 \text{ kJ/cycle} \end{aligned}$$

où nous avons pris : $c_{\text{pads}} = 836$ J/kg/K pour la zéolithe, $c_{\text{pa}} = c_{\text{pl}} = 4\,180$ J/kg/K pour l'eau adsorbée et pour l'eau liquide, $c_{\text{pech}} = 397$ J/kg/K pour le cuivre, $\Delta H = 3\,250$ kJ/kg pour la chaleur latente de désorption, $L = 2\,500$ kJ/kg pour la chaleur latente d'évaporation.

$$\text{COP} = \frac{8\,184}{16\,973} = 0,48$$

Si, dans le calcul du COP, on ne tient pas compte des chaleurs sensibles de l'adsorbent ni du refroidissement du fluide entre le condenseur et l'évaporateur, on obtient :

$$\text{COP}_0 = \frac{L}{\Delta H} = \frac{2\,500}{3\,250} = 0,77$$

Par ailleurs le COP de Carnot du cycle tritherme est égal à :

$$\text{COP}_c = \frac{1 - \frac{T_{\text{cond}}}{T_{\text{reg}}}}{\frac{T_{\text{cond}}}{T_{\text{ev}}} - 1} = 2,13$$

On constate que le COP du cycle intermittent est fortement affecté par les chaleurs sensibles de l'adsorbent et par ailleurs, le COP est nettement plus faible que le COP de Carnot. D'où l'intérêt d'utiliser des cycles à plusieurs adsorbents.

■ Cycle à n adsorbeurs

Les cycles à n adsorbeurs offrent deux avantages :

- la production du froid est continue ;
- le COP est amélioré par rapport au cycle intermittent.

Plusieurs classes de cycles à n adsorbeurs ont été développées, nous allons en décrire rapidement deux.

□ Cycles à récupération de chaleur

Ces cycles sont, pour l'adsorption, l'équivalent du cycle GAX décrit plus haut pour l'absorption liquide avec le couple eau-ammoniac. Plusieurs conceptions de tels cycles sont proposées, dans l'exemple présenté ci-dessous, on retient la solution utilisant deux adsorbeurs à température quasi uniforme. Le principe du cycle à plusieurs adsorbeurs est de récupérer la chaleur cédée par un adsorbeur en cours de refroidissement pour la fournir à un adsorbeur en cours de chauffage. Pour effectuer correctement cette gestion de la chaleur interne au cycle, il faut tenir compte du fait que la capacité thermique effective d'un adsorbeur varie fortement avec la température : dans la phase isotherme, elle est constante alors que dans les phases de désorption et d'adsorption, elle dépend du flux désorbé ou adsorbé. Ce phénomène est représenté figure 9.19 où un cycle idéal à 4 adsorbeurs est représenté dans des axes dQ/dT et T . Avec une telle représentation, les aires correspondent à des quantités de chaleur. On voit sur cette figure que la chaleur correspondant aux aires hachurées est de la chaleur interne au cycle alors que la chaleur correspondant aux aires non hachurées doit être échangée avec les sources extérieures de chaleur (source chaude pour la courbe supérieure et rejet thermique à la température intermédiaire pour la courbe inférieure). Avec de tels cycles, on peut montrer qu'il n'est pas possible de dépasser 68 % du COP de Carnot.

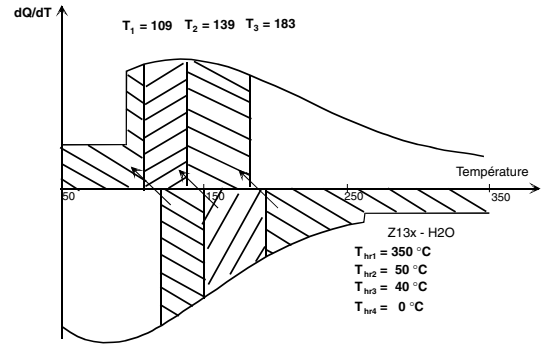


Figure 9.19 – Illustration, dans un diagramme $(\frac{dQ}{dT}, T)$, des échanges internes de chaleur dans un cycle idéal à 4 adsorbeurs.

□ Cycle à 2 adsorbeurs à température uniforme

L'unité comprend maintenant deux adsorbeurs au lieu d'un seul, le reste de l'unité est identique à celle du cycle intermittent en ce qui concerne le fluide frigorigène mais diffère en ce qui concerne les liaisons aux sources extérieures de chaleur. Le cycle décrit par un adsorbeur dans un diagramme $(\log P, T, x)$ est identique au cycle précédent, la différence provient du fait que la chaleur utilisée pour la désorption d'un adsorbeur provient partiellement de la chaleur cédée par l'autre adsorbeur. De cette façon une unité de chaleur qui sera utilisée à haute température dans l'absorbeur sera valorisée deux fois dans le cycle, comme dans le cas du cycle à double effet LiBr-eau. Ce faisant, on augmente le COP. Néanmoins, l'installation est plus complexe du côté fluide caloporteur. Pour un cycle donné, la chaleur échangée, au niveau des adsorbeurs, avec les sources extérieures de chaleur est réduite et le COP est ainsi augmenté. Dans la pratique, le gain est d'environ 50 %. Il est intéressant d'évaluer le coefficient de régénération de tels cycles comme il a été effectué plus haut avec le cycle GAX. Si un cycle intermittent a un COP de 0,45 et un cycle à deux adsorbeurs a un COP de 0,7, le coefficient de régénération est $r = 0,36$. Ce sont des valeurs

typiques obtenues expérimentalement. L'enjeu est clairement d'augmenter ce coefficient de régénération. Un coefficient de 0,5 permettrait d'obtenir un COP de 0,9 ce qui correspond de fait à un objectif visé par de tels cycles.

Calcul simplifié d'un cycle à deux adsorbeurs à température uniforme

Nous allons à nouveau présenter un calcul simplifié qui offre l'avantage de faire apparaître l'importance des différents termes. Il va de soi qu'une telle approche peut être très simplement informatisée. Dans ce calcul simplifié, nous prendrons comme critère pour la température de fin de récupération de chaleur, la demi-somme des températures de régénération et de fin d'adsorption. Sur la figure 9.17, on obtient ainsi une température de 135 °C conduisant aux points 9 et 10 (transferts de chaleur idéaux sans pincement). Nous supposons donc que les chaleurs échangées dans les phases 5-6-10 et 7-8-9 sont égales ; si ce n'est pas le cas, on modifie cette température de fin de récupération, jusqu'à trouver la bonne température par itération. La chaleur à fournir de la part de la source chaude est donc la chaleur pour aller de 135 à 220 °C et non plus de 50 à 220 °C. On obtient :

$$Q_{\text{reg}} = \underbrace{M_{\text{ads}}(x_{10} - x_7)\Delta H}_{\text{chaleur latente}} + \underbrace{\int_{T_{10}}^{T_7} (M_{\text{ech}}c_{\text{pech}} + M_{\text{ads}}c_{\text{pads}} + mc_{\text{pa}}) dT}_{\text{chaleur sensible}}$$

$$Q_{\text{reg}} \cong M_{\text{ads}}(x_{10} - x_7)\Delta H + \left(M_{\text{ech}}c_{\text{pech}} + M_{\text{ads}}c_{\text{pads}} + \frac{m_{10} + m_7}{2}c_{\text{pa}} \right) \frac{T_7 - T_5}{2}$$

Pour les mêmes conditions que pour le cycle intermittent, le calcul donne :

$$Q_{\text{reg}} \cong \underbrace{20 \times 0,0117 \times 3\,250}_{7\,605} + \underbrace{\left(5 \times 0,397 + 20 \times 0,836 + 20 \times \frac{0,185 + 0,068}{2} \times 4,18 \right) \times \frac{170}{2}}_{2\,489} \text{ kJ}$$

$$Q_{\text{reg}} = 10\,094 \text{ kJ/cycle}$$

La réduction est donc de 41 % de la chaleur de régénération alors qu'il n'y a pas de modification de la chaleur de vaporisation. Le gain est le plus important sur la chaleur sensible. Le COP devient donc :

$$\text{COP}_2 = \frac{8\,184}{10\,094} = 0,81$$

Dans la réalité le gain est moindre à cause des pincements de température, néanmoins, il est toujours intéressant si la température de régénération est suffisamment élevée.

□ Cycles à récupération de masse ou égalisation des pressions

Dans le cycle décrit précédemment, on remarque qu'au point 7, l'adsorbant est à haute

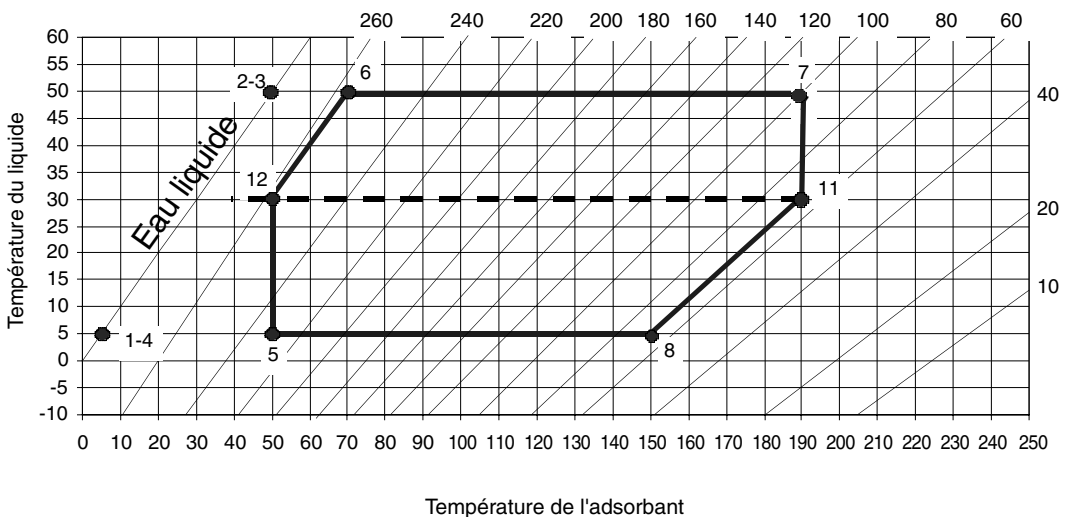


Figure 9.20 – Cycle à récupération de masse à deux adsorbeurs dans un réseau d'isostères zéolithe 13X-eau (masses absorbées en g/kg).

température et à la HP alors qu'au point 5, il est à basse température et à la BP. Lorsqu'on utilise deux adsorbants déphasés, il existe un moment où un adsorbant est dans l'état 7 et l'autre dans l'état 5. Si on effectue une communication directe entre ces deux adsorbants (déconnectés de l'évaporateur et du condenseur), on va obtenir une égalisation des pressions des deux adsorbants. Cette égalisation de pression s'accompagne d'un transfert de masse entre les deux adsorbants : ce transfert de masse s'effectue de l'adsorbant HP vers l'adsorbant BP. Ceci se traduit par une régénération et une adsorption renforcées ce qui est bénéfique. De la sorte, on observe une augmentation du COP ainsi qu'une augmentation de la production frigorifique massique (froid produit par kg d'adsorbant). Bien entendu les récupérations simultanées de masse et de chaleur peuvent être effectuées sur un même cycle.

■ Couples utilisés

En adsorption, la notion de couple est identique à la notion de compresseur + fluide en compression. La sélection du couple dépend de l'application visée sachant qu'il faut, de plus, tenir compte de la température de régénération. Il est intéressant de mentionner que le compresseur thermique (à absorption ou à adsorption) est un compresseur particulièrement efficace. C'est ainsi qu'avec le couple zéolithe-eau fonctionnant à une température d'évaporation de 2 °C et une température de condensation de 50 °C, un taux de compression

égal à 17 est obtenu, ce qui est remarquable. Le tableau 9.4 donne les taux de compression et les températures de régénération de cycles à adsorption et, pour comparaison, on donne les valeurs de la température de refoulement pour le cycle à compression mécanique avec le même taux de compression. On note que la température de régénération des cycles à adsorption est inférieure à la température de refoulement isentropique de la compression mécanique correspondant au même taux de compression.

L'eau est un fluide frigorigène largement utilisé pour la climatisation. L'adsorbant est alors, le plus souvent, de la zéolithe (zéolithe NaX) ou du gel de silice (plusieurs gels de silice sont utilisés et certains constructeurs ont développé des gels de silice spéciaux). Les gels de silice sont utilisés pour des groupes refroidisseurs de liquide pour la climatisation. Dans ce cas, la température de régénération peut être basse (60-90 °C) et dépend de la température d'eau glacée utilisée (14-7 °C). Des études ont lieu sur d'autres solides adsorbants, notamment sur des composés complexes résultant de l'imprégnation de sels dans des adsorbants à larges pores. Un autre fluide utilisé est l'ammoniac avec le charbon actif (beaucoup de charbons actifs existent et dans ce cas, comme pour le gel de silice, il y a possibilité de sélectionner un charbon actif plus performant). L'ammoniac est proposé pour la climatisation, la pompe à chaleur réversible aussi bien que pour le froid négatif.

Le couple charbon actif méthanol est également utilisé pour la fabrication de glace.

Tableau 9.4 – Comparaison des températures de refoulement isentropique (compression mécanique) et de régénération (compression thermique) pour des conditions opératoires similaires d'évaporation et de condensation de l'eau utilisée comme fluide frigorigène.

T_{ev}	T_{cond}	Taux de compression	Compression thermique			Compression mécanique isentropique
			Adsorbant	Cycle	T_{reg}	$T_{refoulement}$
5 °C	30 °C	4,87	gel de silice	intermittent	65 °C	137 °C
2 °C	50 °C	17,5	zéolithe	2 adsorbants	220 °C	277 °C

■ Technologie des composants et marchés visés

Du côté des fluides frigorigènes, l'eau et l'ammoniac sont les mêmes fluides que pour l'absorption liquide, la technologie n'est pas très différente pour les systèmes à adsorption même si la configuration des échangeurs diffère. La caractéristique nouvelle essentielle de l'adsorption est l'utilisation de solides qui a d'importantes conséquences sur la technologie employée. En effet, non seulement cela ne permet pas de circulation continue simple (des essais, jusqu'ici infructueux ont été tentés de lits solides circulants) mais de plus les échangeurs mettant en jeu des solides divisés sont très différents des échangeurs mettant en jeu des liquides. Des études importantes portent sur le développement de tels échangeurs. Des technologies d'échangeurs tubulaires ou à plaques sont également étudiées.

Des constructeurs japonais et allemands commercialisent des GRL (eau glacée 9-14 °C) utilisant le couple gel de silice-eau pour la climatisation à partir de rejets thermiques ou de chaleur solaire. Le COP est faible (0,6) mais l'avantage de ces GRL est d'utiliser des rejets thermiques et de fonctionner avec un condenseur à air.

De nombreux travaux de recherche visant à développer des adsorbants capables de générer des cycles de courte durée (de l'ordre de la dizaine de minutes, voire moins) sont en cours de même que des travaux visant à développer des cycles à COP amélioré.

Ces différentes études visent plusieurs marchés : d'abord celui de la climatisation de petite et moyenne puissance utilisant, soit le gaz comme énergie primaire (notamment le biogaz), soit les rejets thermiques, soit l'énergie solaire.

Le froid faiblement négatif est également visé (fabrication de glace par exemple).

Une autre application de la production du froid par adsorption est la cryogénie. Dans ce cas, le fluide frigorigène est l'hélium (He^4 ou He^3 suivant les cas). L'avantage d'un compresseur thermique par rapport à un compresseur mécanique est double : il n'y a pas de vibrations dues au compresseur mécanique et avec un seul

étage, il est possible d'avoir un taux de compression élevé. C'est ainsi qu'un adsorbant refroidi par de l' He^4 liquide à 4,2 K peut pomper de l' He^3 permettant d'atteindre 0,25 K alors qu'une pompe mécanique permet d'atteindre seulement 0,3 K. Ce système à adsorption est intégré au procédé cryogénique et la régénération du charbon actif s'effectue par chauffage vers 20 K en récupérant de la chaleur disponible dans le système.

9.2.2 Systèmes à réaction chimique

Le principe des systèmes à réaction chimique est le même que celui des systèmes à adsorption. Trois différences essentielles existent entre la réaction chimique et l'adsorption :

- la réaction chimique est monovariante alors que l'adsorption est divariante ;
- la chaleur de réaction est nettement plus élevée que la chaleur d'adsorption ;
- la réaction chimique s'accompagne d'un changement de volume du solide, ce qui n'est pas le cas de l'adsorption.

Dans le cas de la réaction chimique, théoriquement, les changements de phase pour la désorption (appelée *décomposition* dans ce cas) et pour l'adsorption (maintenant appelée *réaction de synthèse*) s'effectuent à température constante. Une réaction chimique utilisée pour la production du froid est la synthèse/décomposition d'ammoniacates contenant des chlorures. À titre indicatif, la réaction $\text{CaCl}_2 \cdot 2\text{NH}_3$ s'écrit :



Néanmoins, dans la réalité, la réaction chimique n'est pas instantanée de telle sorte que l'introduction d'un degré d'avancement se traduit par une transformation qui ressemble fort à une transformation divariante.

Le fait que la chaleur de réaction est généralement beaucoup plus élevée que la chaleur latente de vaporisation du liquide a pour conséquence que le $\text{COP}_0 = \frac{L}{\Delta H}$, introduit plus haut dans le cas de l'adsorption, sera

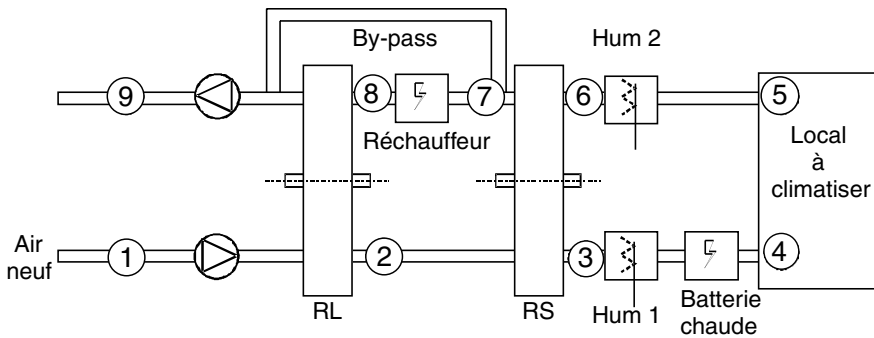


Figure 9.21 – Schéma d'un système ouvert de rafraîchissement par adsorption (RL : roue latente à adsorption ; RS : roue sensible à échange de chaleur uniquement).

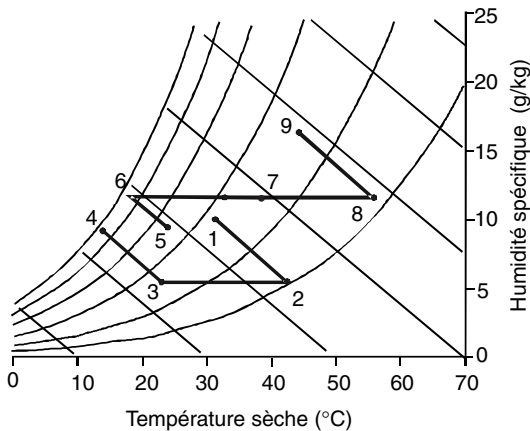


Figure 9.22 – Représentation, dans un diagramme psychrométrique, du cycle correspondant au schéma de la figure 9.21.

encore plus faible pour la réaction chimique qu'il n'est pour l'adsorption.

Enfin, le changement de volume du solide au cours des cycles représente une réelle difficulté pour la réalisation de réacteurs efficaces et fiables.

La réaction chimique utilise souvent l'ammoniac comme fluide frigorigène et peut être utilisée pour produire des basses températures. De fait, ces systèmes devraient être plus étudiés pour des applications à très basse température, conditions dans lesquelles leur faible COP ne serait pas rédhibitoire.

9.2.3 Système ouvert de rafraîchissement par adsorption

L'eau étant un bon fluide frigorigène pour la climatisation, il est possible d'utiliser l'eau contenue dans l'air comme fluide frigorigène. À cette fin, on a besoin d'une source extérieure de chaleur et d'un appoint d'eau liquide. Le principe du système de climatisation d'un local est représenté figure 9.21 et le cycle, dans un diagramme psychrométrique, est tracé figure 9.22.

La roue adsorbante (développée par Munters) constitue l'élément actif du procédé. Son principe de fonctionnement est qu'il existe un secteur (environ un quart de la roue) qui est utilisé pour la régénération, le reste est utilisé pour traiter l'air. Ces deux flux d'air circulent à contre-courant et de l'air chaud est utilisé pour régénérer l'adsorbant de la roue. Le secteur actif de la roue est refroidi par l'air à traiter. Considérons d'abord l'évolution de l'air neuf jusqu'à son état de soufflage. L'air neuf (point 1) est soufflé au travers d'une roue adsorbante dans laquelle il est déshumidifié (point 2). L'adsorption étant exothermique, l'air est échauffé au cours de l'adsorption. Ensuite l'air est refroidi au passage au travers d'une roue sensible (point 3). À la sortie de cette roue sensible, l'air est réhumidifié afin d'abaisser sa température en vue d'obtenir la température souhaitée de soufflage (point 4). Considérons maintenant l'évolution de l'air extrait qui va servir d'une part au refroidissement de l'air neuf et d'autre part à la régénération de la

roue. L'air extrait du local (point 5) est humidifié afin d'abaisser sa température avant son entrée dans la roue sensible. C'est ce courant d'air frais qui permet de refroidir l'air neuf au travers de la roue sensible (point 6). En sortie de la roue sensible (point 7), une partie de l'air extrait est fortement chauffée (vers 90 °C) à l'aide d'une batterie chaude alimentée par une chaudière à gaz ou des capteurs solaires. Cet air chaud (point 8) est utilisé pour régénérer l'adsorbant de la roue. En sortie de la roue, l'air chaud et humide (point 9) est rejeté à l'atmosphère. Ainsi, dans la roue, il existe un secteur (environ un quart de la roue) qui est utilisé pour la régénération, le reste est utilisé pour la déshumidification de l'air neuf. Ce système est adapté pour les systèmes de climatisation tout air neuf.

À l'heure actuelle, cette technologie se développe aux États-Unis et au Japon où plusieurs fabricants de roues dessiccantes sont en concurrence. Cette concurrence devrait permettre de lever le principal frein au développement de cette technologie qui est, pour l'instant, son coût d'investissement.

9.2.4 Déshumidification par adsorption

La technologie de la roue dessiccante est également utilisée pour la déshumidification. De tels systèmes sont utilisés dans des entrepôts ou dans des grandes surfaces (supermarchés). L'objectif est de contrôler (en la réduisant) l'humidité dans le local afin de réduire le givrage sur les évaporateurs et donc de faire des économies d'énergie. Le principe est le même que celui décrit plus haut mais il est plus simple. En effet, la roue est utilisée pour adsorber l'humidité de l'air. Cette adsorption s'accompagne d'un léger échauffement de l'air, mais cet échauffement est faible si l'humidité à adsorber est faible, ce qui est généralement le cas. La régénération est à nouveau effectuée par de l'air chaud. La déshumidification par adsorption est préférée à la déshumidification par condensation lorsqu'une déshumidification importante correspondant à des points de rosée de - 20 °C, voire moins, est recherchée.

9.3 Impact environnemental des systèmes à sorption

Dans les années 1960, les systèmes à absorption ont été promus par les gaziers aux États-Unis dans une perspective de soulager le réseau électrique et avec l'argument que les combustibles fossiles étaient beaucoup moins chers que l'électricité. Avec le renchérissement du gaz suite au premier choc pétrolier des années 1970, l'intérêt économique des systèmes à absorption est devenu moins évident. L'engouement américain a fortement baissé et c'est le Japon qui a pris le relais. Les unités à absorption développées au Japon à cette époque visaient à réduire les pics de consommation électrique associés à la climatisation l'été. Des efforts importants de développement ont permis d'améliorer de façon significative les performances des unités à absorption. À l'heure actuelle, les préoccupations sur l'effet de serre amènent à envisager différemment l'utilisation des systèmes à sorption. Si les systèmes à absorption ne contribuent pas directement à l'effet de serre, en revanche, ils y contribuent par l'intermédiaire de la consommation énergétique s'ils utilisent des combustibles fossiles. Pour évaluer l'impact réel d'un système à sorption sur l'environnement, il faut donc comptabiliser l'impact dû à la consommation énergétique. L'analyse ne peut donc pas être intrinsèque à une unité à sorption car elle dépend de la source d'énergie. Par exemple, pour une unité à absorption liquide simple effet fonctionnant à partir d'eau chaude à 70-90 °C, son impact sur l'environnement sera totalement différent suivant que l'eau chaude proviendra de l'énergie solaire, de rejets thermiques ou qu'elle proviendra d'une chaudière fonctionnant au gaz ou encore d'une chaudière utilisant du biogaz. Dans ce paragraphe, nous tiendrons compte de la source d'énergie en introduisant un coefficient A qui reflétera en termes d'émissions de CO_2 , la nature de la source d'énergie utilisée. C'est ainsi que l'on prendra $A = 200 \text{ g eq.CO}_2/\text{kWh}_{\text{GN}}$ pour du gaz naturel alors que $A = 0$ pour des rejets thermiques ou des biocombustibles.

Dans ce paragraphe, nous allons considérer différents systèmes à sorption. D'abord, nous

considérerons les GRL (groupes refroidisseurs de liquide) qui sont les systèmes les plus répandus, principalement pour leur utilisation dans la climatisation. Ensuite, nous considérerons les PAC réversibles qui restent à développer et enfin nous mentionnerons rapidement les systèmes à énergie totale.

9.3.1 GRL à sorption

■ Climatisation

Nous considérerons d'abord un GRL pour la climatisation qui produit de l'eau glacée (7-12 °C) et a une température de condensation de 38 °C. Nous allons comparer les performances d'un GRL à sorption et d'un GRL à compression mécanique de vapeur (fonctionnant au R-134a par exemple). La comparaison sur le COP n'a pas grand sens dans la mesure où les sources d'énergie diffèrent et nous ferons porter la comparaison sur le coût de fonctionnement et sur la contribution à l'effet de serre.

Avant de présenter des comparaisons chiffrées, il est intéressant de présenter une méthode analytique de comparaison. Le coût de fonctionnement ainsi que l'impact environnemental (en ce qui concerne la contribution indirecte) dépendent directement de la consommation énergétique, or cette consommation dépend du COP. Introduisons :

$$E_{\text{comp}} = \frac{Q_f}{\text{COP}_{\text{comp}}} A_{\text{comp}}$$

$$\text{et} \quad E_{\text{abs}} = \frac{Q_f}{\text{COP}_{\text{abs}} \eta_b} A_{\text{abs}} \quad (9.3)$$

$$C_{\text{comp}} = \frac{Q_f}{\text{COP}_{\text{comp}}} k_{\text{élec}}$$

$$\text{et} \quad C_{\text{abs}} = \frac{Q_f}{\text{COP}_{\text{abs}} \eta_b} k_{\text{éner}} \quad (9.4)$$

où A_{comp} et A_{abs} sont les émissions de CO₂ par kWh de l'énergie utilisée. E sont les émissions de CO₂, dues à la consommation énergétique, pour la charge frigorifique Q_f alors que $k_{\text{élec}}$ et $k_{\text{éner}}$ représentent les coûts au kWh, respectivement, de l'énergie électrique et de l'énergie uti-

lisée pour l'absorption. C_{comp} et C_{abs} sont les coûts de fonctionnement dus à la consommation énergétique dans les deux cas. η_b est le rendement de la chaudière utilisée pour la sorption. Afin d'alléger cette présentation, ici, nous ne tenons pas compte des émissions directes dues à l'utilisation des HFC car, compte tenu du confinement, cette contribution tend à devenir négligeable comme cela a été discuté dans le chapitre sur les fluides frigorigènes. Il serait bien entendu facile d'en tenir compte mais cela ne modifierait pas significativement les conclusions. Les rapports des émissions et des coûts entre les deux filières sont donnés par :

$$\frac{E_{\text{abs}}}{E_{\text{comp}}} = \frac{A_{\text{abs}}}{A_{\text{élec}}} \frac{\text{COP}_{\text{comp}}}{\text{COP}_{\text{abs}} \eta_b}$$

$$\text{et} \quad \frac{C_{\text{abs}}}{C_{\text{comp}}} = \frac{k_{\text{éner}}}{k_{\text{élec}}} \frac{\text{COP}_{\text{comp}}}{\text{COP}_{\text{abs}} \eta_b} \quad (9.5)$$

La condition pour que l'absorption soit bénéfique pour l'environnement est donc :

$$\frac{E_{\text{abs}}}{E_{\text{comp}}} = \frac{A_{\text{abs}}}{A_{\text{élec}}} \frac{\text{COP}_{\text{comp}}}{\text{COP}_{\text{abs}} \eta_b} < 1$$

$$\text{soit :} \quad \frac{\text{COP}_{\text{abs}} \eta_b}{\text{COP}_{\text{comp}}} > \frac{A_{\text{abs}}}{A_{\text{élec}}} \quad (9.6)$$

□ Climatisation au gaz naturel

Si le GRL à absorption fonctionne au gaz naturel : $A_{\text{abs}} = A_{\text{GN}} = 0,2 \text{ kg eq CO}_2/\text{kWh}$, $A_{\text{élec}}$ dépendra du pays. Si $A_{\text{élec}} = 0,1 \text{ kg eq CO}_2/\text{kWh}$, cas de la France, la condition donne pour le gaz naturel :

$$A_{\text{élec}} = 0,1 \text{ kg eq. CO}_2/\text{kWh}$$

$$\frac{\text{COP}_{\text{abs}} \eta_b}{\text{COP}_{\text{comp}}} > \frac{0,2}{0,1} \implies \frac{\text{COP}_{\text{abs}} \eta_b}{\text{COP}_{\text{comp}}} > 2 \quad (9.7)$$

ce qui est impossible avec la technologie actuelle. En revanche si $A_{\text{élec}} = 0,6 \text{ kg eq CO}_2/\text{kWh}$ (moyenne mondiale), on obtient :

$$A_{\text{élec}} = 0,6 \text{ kg eq CO}_2/\text{kWh}$$

$$\frac{\text{COP}_{\text{abs}} \eta_b}{\text{COP}_{\text{comp}}} > \frac{0,2}{0,6} \implies \frac{\text{COP}_{\text{abs}} \eta_b}{\text{COP}_{\text{comp}}} > 0,33 \quad (9.8)$$

ce qui est possible. Par exemple si $\text{COP}_{\text{abs}} = 1,2$ (cycle à DE) et si $\eta_b = 0,9$; la condition sera satisfaite tant que $\text{COP}_{\text{comp}} < 3,3$. En revanche pour un cycle SE avec $\text{COP}_{\text{abs}} = 0,7$; la condition ne sera satisfaite que si $\text{COP}_{\text{comp}} < 1,9$; c'est-à-dire jamais. Cette observation amène le gouvernement japonais à promouvoir le développement de systèmes à absorption à triple effet avec un objectif de $\text{COP}_{\text{abs}} = 1,6$. Dans ce cas, l'absorption sera favorable d'un point de vue de l'environnement tant que $\text{COP}_{\text{comp}} < 4,2$, ce qui place l'absorption en position plus concurrentielle par rapport à la compression mécanique.

Pour la France, la conclusion est sévère : en moyenne sur l'année, en France, les GRL à absorption alimentés au gaz naturel sont néfastes pour l'environnement, comparés aux GRL électriques. En revanche dans les pays dans lesquels $A_{\text{élec}}$ est élevé, un GRL à absorption alimenté au gaz naturel peut être une bonne solution pour l'environnement si son COP est suffisamment élevé (ce qui milite très fortement en faveur du triple effet). Ces conclusions doivent être légèrement tempérées car nous n'avons pas tenu compte des émissions directes pour le GRL à compression mécanique de vapeur. Cependant cette contribution est marginale dans des GRL électriques fortement confinés.

Une démarche similaire peut être développée pour analyser le coût de fonctionnement.

La condition pour que l'absorption soit intéressante d'un point de vue du coût de fonctionnement pour la consommation énergétique est :

$$\frac{C_{\text{abs}}}{C_{\text{comp}}} = \frac{k_{\text{éner}}}{k_{\text{élec}}} \frac{\text{COP}_{\text{comp}}}{\text{COP}_{\text{abs}} \eta_b} < 1$$

$$\text{soit : } \frac{\text{COP}_{\text{abs}} \eta_b}{\text{COP}_{\text{comp}}} > \frac{k_{\text{éner}}}{k_{\text{élec}}} \quad (9.9)$$

Cette comparaison dépend fortement de la tarification, qui, pour les gros consommateurs est négociée.

Le GRL à absorption liquide est économique sur la seule consommation énergétique seulement si le coût du kWh électrique est nettement supérieur au kWh thermique du gaz naturel

(d'un facteur 3 au moins). Dans cette analyse, nous n'avons tenu compte que du coût de l'énergie consommée. En fait, il faut, de plus, tenir compte du coût d'investissement (généralement à peu près le double pour l'absorption par rapport à la compression mécanique) des coûts de raccordement au réseau ainsi que des coûts d'abonnement qui dépendent de la puissance appelée. En tenant compte de ces différents coûts, l'absorption au gaz naturel est économiquement rentable dans certains cas spécifiques, même en France, notamment grâce à la réduction de la puissance appelée. Généralement, ces cas favorables se rencontrent en hiver, en France. À l'étranger, l'absorption est économique lorsque le pic de consommation électrique se traduit par un renchérissement du $\text{kWh}_{\text{él}}$.

□ Climatisation à partir de rejets thermiques ou de biocombustibles

Si le GRL à absorption utilise des rejets thermiques ou de l'énergie renouvelable tels que $A = 0$, la situation est bien entendu totalement différente car c'est toujours une bonne solution pour l'environnement quel que soit le pays.

□ Pompes à chaleur au gaz naturel

La concurrence entre électriciens et gaziers autour du marché du chauffage des bâtiments conduit ces derniers à proposer de nouveaux produits pour contrer la pénétration des pompes à chaleur électriques pour le chauffage des locaux. C'est ainsi qu'une chaudière à pompe à chaleur à absorption (couple ammoniac/eau), qui présente un COP chaud pouvant atteindre 1,7 dans les meilleures conditions, est commercialisée par Robur. Par ailleurs, une pompe à chaleur gaz zéolithe qui permet d'obtenir un COP chaud de 1,27 a été commercialisée par Vaillant en 2009 en Allemagne et en 2010 en France. Concrètement, dans un avenir proche, il semble que les simples chaudières vont être remplacées par des pompes à chaleur, ce qui économisera une quantité importante de combustible fossile. Ces composants réduiront-ils pour autant les émissions de gaz à effet de

serre ? Dans la plupart des cas oui, mais il faut être vigilant.

Considérons une PAC au gaz présentant un COP chaud de 1,5. Pour une production de 1 000 kWh de chaleur, elle ne consommera que 666 kWh sur PCI de gaz naturel. De son côté, une chaudière ayant un rendement de 0,9 consommera 1 100 kWh sur PCI de gaz naturel, soit une économie de 444 kWh ou 40 % pour la PAC gaz, ce qui est considérable. La facture ainsi que les émissions de gaz à effet de serre seront bien entendu réduites d'autant. En revanche, la comparaison avec une pompe à chaleur électrique dépendra du COP chaud de la pompe à chaleur électrique et du contenu CO_2 de l'électricité et il faut étudier au cas par cas.

En Allemagne où le contenu CO_2 de l'électricité est élevé, la pompe à chaleur au gaz naturel sera favorable à la réduction de l'effet de serre, en revanche en France, à faible contenu CO_2 de l'électricité, cela dépendra des performances respectives des pompes à chaleur électriques et au gaz. La compétition se limitera, dans tous les cas, à celle entre les deux types de pompes à chaleur car la chaudière au gaz naturel sera toujours hors course du point de vue de l'effet de serre.

Une belle compétition technique en perspective sur ce marché important des systèmes de chauffage des locaux.

10 • FROID RENOUVELABLE : SOLAIRE, ÉOLIEN, GÉOTHERMIE ET BIOMASSE

Dans un contexte de lutte contre le réchauffement climatique et de préoccupation sur la sous-alimentation liée à la croissance de la population, le froid renouvelable est en passe de devenir un thème important avec des enjeux forts.

Le secteur du froid est un secteur de forte consommation d'énergie pour la climatisation des locaux et pour la chaîne du froid notamment pour la conservation alimentaire.

Deux axes essentiels de froid renouvelable se dégagent. Le premier concerne principalement les pays les plus développés (climatisation et froid commercial) dans une perspective de développement durable et de recours aux énergies décarbonées. Le second axe concerne la chaîne du froid dans les pays en développement dans lesquels coexistent la sous-alimentation et les pertes importantes de produits alimentaires (qui peuvent atteindre 40 %) faute de chaîne du froid efficace. Dans ces pays où le réseau électrique est souvent défaillant, c'est un froid renouvelable autonome en site isolé qu'il faut développer.

Ce sont donc des approches et des produits différents qui vont émerger pour répondre à ces deux préoccupations.

Dans le cas des pays développés, l'enjeu principal consiste à réduire la consommation d'énergie carbonée dans le bâtiment et le tertiaire. Or, avec les nouveaux bâtiments à basse consommation (fortement isolés), le rafraîchissement des locaux devient un poste non négligeable de consommation d'énergie. En effet, la très forte isolation des bâtiments et l'augmentation des apports internes poussent au recours au rafraîchissement l'été. La question qui vient rapidement à l'esprit est : pourquoi ne pas solliciter l'énergie solaire abondante lorsqu'il fait

chaud ? Une idée est donc de valoriser des capteurs solaires thermiques, qui existent éventuellement pour le chauffage en hiver ou pour l'ECS. Néanmoins, il existe d'autres gisements de chaleur à valoriser : géothermie, chaleur fatale, etc. qui peuvent contribuer au froid renouvelable.

Dans le cas des pays en développement, la situation est souvent différente. Ce sont des pays majoritairement situés dans les régions les plus ensoleillées du globe où, certes, les questions de rafraîchissement sont importantes, mais où la chaîne du froid est prioritaire pour la conservation alimentaire des récoltes (fruits et légumes), des produits de l'élevage et de la pêche mais également pour la distribution. L'enjeu est donc la réalisation de postes de production frigorifiques autonomes (pour des chambres froides) avec appoint en cas de besoin. L'énergie solaire, largement disponible dans ces pays, sera bien sûr sollicitée mais un appoint éolien éventuel plus du stockage pourra être prévu.

10.1 Les deux filières de froid renouvelable

Comme nous l'avons vu précédemment, nous disposons de deux filières importantes de production du froid :

- la filière à compression mécanique de vapeur ;
- la filière à compression thermique.

Ces deux filières vont donc être sollicitées. Pour la première, on aura recours à de l'électricité renouvelable alors que pour la seconde c'est de la chaleur renouvelable qui sera sollicitée.

Parmi les énergies renouvelables, il en existe une qui est particulièrement appréciée pour produire du froid, c'est l'énergie solaire.

La thématique du froid solaire a, de tous temps, fasciné les chercheurs et les ingénieurs pour une raison simple : la chaîne du froid est d'autant plus indispensable qu'il fait chaud. Ce qui est le cas lorsqu'il y a beaucoup de soleil. Faire du froid à partir du soleil est la solution rêvée !

Après le choc pétrolier de 1973, de nombreuses recherches ont été menées sur le froid solaire. C'est ainsi que l'un des auteurs (F.M.) a développé des glaciers solaires à adsorption qui ont été commercialisés (figure 9.18) et un entrepôt de 12 m³ (figure 10.1). Mais, la baisse des coûts de l'énergie, dans les années 1980, et le désintérêt pour le solaire qui en a découlé n'ont pas permis à de tels produits de trouver leur marché. La nouvelle donne énergétique, la lutte contre le réchauffement climatique ainsi que les préoccupations de sous-alimentation chronique dans certaines régions du globe suscitent un regain d'intérêt pour cette filière sur de nouvelles bases.

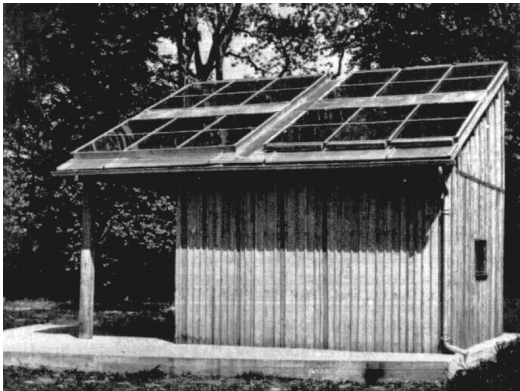


Figure 10.1 – Entrepôt froid solaire.

10.2 Les deux filières du froid solaire

Il existe deux grandes filières pour produire du froid à partir de l'énergie solaire :

- la filière photovoltaïque (PV) ;
- la filière thermique.

Ces deux filières présentent des performances globales (rapport du froid produit sur l'énergie solaire incidente) voisines.

Le COP solaire est défini comme le rapport entre le froid produit (Q_0) et l'énergie solaire incidente (ES) :

$$\text{COP}_s = \frac{Q_0}{\text{ES}} \quad (10.1)$$

La filière PV utilise un système frigorifique à compression mécanique de vapeur couplé à des capteurs PV alors que la filière thermique utilise un système à compression thermique de vapeur couplé à des capteurs thermiques.

Pour la filière photovoltaïque, on définit le rendement des capteurs par le rapport entre l'électricité produite et l'énergie solaire incidente :

$$\eta_{\text{el}} = \frac{W_{\text{el}}}{\text{ES}} \quad (10.2)$$

Alors que pour la filière thermique le rendement est le rapport entre la chaleur produite et l'énergie solaire incidente :

$$\eta_{\text{th}} = \frac{Q_{\text{s.c.}}}{\text{ES}} \quad (10.3)$$

Quant au COP du système frigorifique, dans la filière PV, c'est le COP du cycle à compression mécanique (à 2 températures) :

$$\text{COP}_{\text{th}}^2 = \frac{Q_0}{W_{\text{el}}} \quad (10.4)$$

Et, pour la filière thermique, le COP du système à sorption (à 3 températures) utilisé est le rapport entre le froid produit et la chaleur provenant des capteurs solaires :

$$\text{COP}_{\text{th}}^3 = \frac{Q_0}{Q_{\text{s.c.}}} \quad (10.5)$$

Si bien que dans les deux cas, le COP solaire (COPs) est le produit d'un rendement de captation et d'un COP de cycle.

– PV :

$$\text{COP}_s = \frac{Q_0}{\text{ES}} = \frac{Q_0}{W_{\text{el}}} \times \frac{W_{\text{el}}}{\text{ES}} = \text{COP}_{\text{th}}^2 \times \eta_{\text{el}} \quad (10.6)$$

– Thermique :

$$\text{COP}_s = \frac{Q_0}{\text{ES}} = \frac{Q_0}{Q_{s.c.}} \times \frac{Q_{s.c.}}{\text{ES}} = \text{COP}_{th}^3 \times \eta_{th} \quad (10.7)$$

À ce stade d'évaluation, le COP solaire dépend du rendement de captation PV ou thermique ainsi que du COP du système thermodynamique. Or, un capteur thermique a un rendement plus élevé qu'un capteur PV alors que pour les COP, c'est l'inverse si bien qu'il y a une compensation partielle, ce qui nous permet de dire, qu'en première approximation, les COP solaires sont voisins.

Des panneaux PV ayant un rendement électrique compris entre 0,1 et 0,2 couplés à un groupe d'eau glacée à compression mécanique ayant un COP compris entre 2 et 3 va conduire à un COP_s compris entre 0,2 et 0,6.

De son côté un panneau solaire thermique ayant un rendement thermique compris entre 0,3 et 0,5 couplé à une machine à absorption ayant un COP de 0,7 va conduire à un COP_s compris entre 0,21 et 0,35.

Ce n'est donc pas sur la base du seul COP solaire que le choix de la filière s'effectue. D'autres critères doivent être pris en considération : le coût, bien entendu, mais également, le problème du stockage ou de l'appoint à l'énergie solaire et la complexité d'intégration dans le bâtiment.

Dans ce chapitre, nous allons nous concentrer plus spécifiquement sur la filière thermique en discutant les cycles à sorption mais nous allons d'abord présenter la filière photovoltaïque.

10.3 Le froid renouvelable à compression mécanique de vapeur

Dans ce cas, le problème se cantonne à la production d'électricité renouvelable. Plusieurs solutions existent : énergie hydraulique, éolienne, photovoltaïque, thermodynamique, de la mer, etc. (pour une description plus détaillée, consulter *Les énergies renouvelables*, F. Meunier, éditions Le Cavalier Bleu). Les énergies motrices (solaire ou vent) étant variables, se pose le problème du stockage : sous forme d'électricité et/ou de froid ?

La solution la plus simple est le froid solaire photovoltaïque.

10.3.1 Le froid solaire photovoltaïque

Cette filière fait appel à des capteurs PV et à un système frigorifique conventionnel à compression mécanique de vapeurs. Le capteur PV produit du courant continu et la question est de

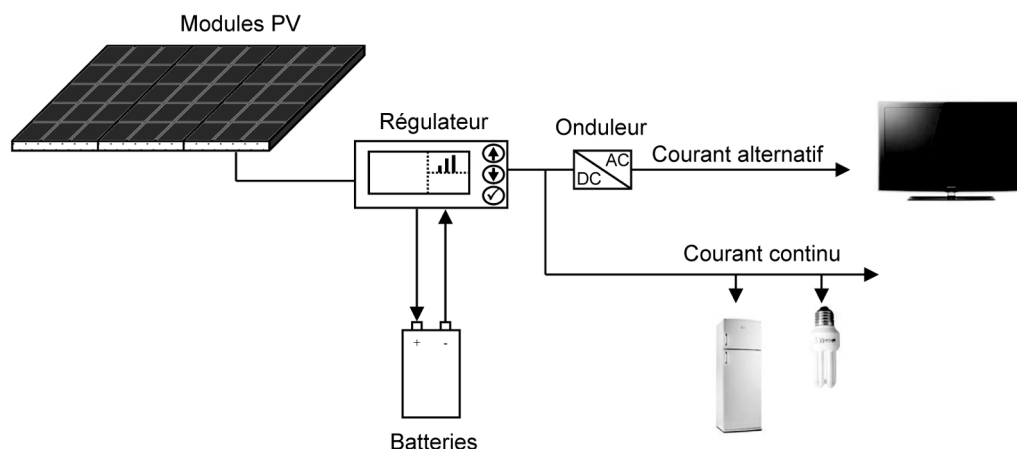


Figure 10.2 – Exemple de froid PV en site isolé avec la possibilité de deux circuits de distribution de l'électricité (DC et AC).

savoir si le système frigorifique fonctionnera en courant continu ou en courant alternatif. Les deux solutions peuvent être retenues.

Pour un site isolé, la solution du système frigorifique à courant continu couplé à une batterie est, a priori, la plus simple. Dans ce cas, l'installation comprend (figure 10.2), outre les modules PV, un régulateur et des batteries.

Le recours à cette filière de froid solaire PV est encore très limité bien que plusieurs produits existent sur ce marché de niche. Ces produits concernent les petits réfrigérateurs et congélateurs domestiques, des petits conservateurs médicaux ainsi que des produits pour les bateaux de plaisance. Les puissances sont faibles, quelques centaines de W frigorifiques et les produits sont proposés en courant continu 12 ou 24 V.

Néanmoins, devant la rareté des groupes frigorifiques fonctionnant à courant continu, la solution consistant à utiliser un onduleur et un groupe conventionnel à courant alternatif peut s'imposer. Une possibilité consiste alors à utiliser un onduleur pour passer en courant alternatif ou, éventuellement à avoir deux systèmes d'alimentation électrique (figure 10.2) : l'un en courant continu pour l'éclairage basse consommation et le réfrigérateur ménager et l'autre en courant alternatif pour d'autres utilisations (chambre froide, TV, etc.).

Pour l'instant, le marché des petits entrepôts frigorifiques de conservation alimentaire n'est pas encore couvert bien que le besoin existe.

Avec la forte croissance de l'électricité renouvelable, notamment dans les pays où le réseau électrique n'est pas étendu à tout le territoire (cas de nombreux pays africains), cette filière progresse tout en cherchant ses marques pour assurer la chaîne du froid. C'est ainsi qu'en Afrique, il existe des opérations de développement solidaire qui consistent à équiper en système PV (et éventuellement de l'éolien de proximité) des villages non connectés au réseau électrique afin de pourvoir aux besoins d'éclairage et de conservation alimentaire (pour la consommation locale mais également pour la conservation de la production locale avant son transport vers les points de vente). L'un des principaux avantages de cette filière

est qu'elle ne requiert pas de compétences particulières de frigoristes. Ce sont des compétences d'électricien (et éventuellement de couvreur pour l'installation des panneaux PV) qui sont requises.

Avec de tels systèmes, en site isolé, le stockage est assuré par l'intermédiaire de la batterie (qui, il faut l'admettre, constitue le maillon technologique le plus faible du système) et, éventuellement, avec un complément de stockage froid. Ce stockage est efficace pour une alternance jour/nuit, ce qui convient parfaitement aux climats tropicaux. En revanche, pour les climats tempérés peu ensoleillés l'hiver, il faut prévoir une autre solution en hiver : par exemple un complément avec une éolienne de proximité.

Dans les sites connectés au réseau (cas le plus fréquent en Europe), la situation est très différente. L'électricité renouvelable est généralement vendue dans sa totalité au réseau et la production de froid est tout à fait conventionnelle pour le frigoriste car l'électricité utilisée provient du réseau. Néanmoins, avec un développement important du PV, une nouvelle forme de gestion de l'électricité, s'appuyant sur les compteurs et les réseaux intelligents, va apparaître. Dans un proche avenir, une filière d'appareils ménagers (y compris réfrigérateurs et congélateurs) fonctionnant en courant continu va se développer et l'utilisateur, producteur d'électricité, pourra avoir recours à sa

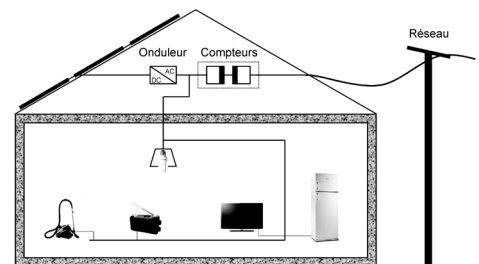


Figure 10.3 – Exemple d'installation PV où le producteur/consommateur peut consommer localement sa production et/ou la vendre au réseau.

propre production locale ou au réseau suivant la tarification. Sur la figure 10.3 est présentée une solution où le producteur pourra consommer localement et vendre son surplus d'électricité au réseau, une alternative comprenant deux réseaux de distribution : l'un en courant continu, l'autre en courant alternatif serait possible.

Le développement de cette filière de froid solaire (ou de froid renouvelable en faisant appel, en plus, à l'énergie éolienne) dépend de l'avenir de l'électricité renouvelable et des innovations techniques dans le domaine électrique. Sur le plan frigorifique, il n'y a pas d'innovation particulière puisqu'on utilise des unités conventionnelles à compression mécanique de vapeur dans lesquelles l'alimentation du compresseur est éventuellement assurée en courant continu.

Le problème majeur est celui du dimensionnement du stockage électrique et/ou de froid pour répondre à la demande compte tenu de la variabilité de l'énergie solaire.

10.3.2 Le froid renouvelable et autonome à compression mécanique de vapeur

La faiblesse de l'électricité PV réside dans la variabilité de la source de l'énergie solaire. L'alternance jour/nuit impose, dans le cas de la solution du froid PV, d'avoir recours à une batterie dimensionnée pour supporter la demande de froid pendant la nuit ainsi que pendant les jours à faible ensoleillement. Afin de s'affranchir partiellement de cette faiblesse, une solution consiste à utiliser un mix pour la production d'électricité : par exemple, le PV et une éolienne de proximité. Ceci permet de réduire les risques de rupture longue de production d'électricité. L'installation se complique un peu du côté électrotechnique. Une possibilité consiste à utiliser, en plus des panneaux PV, une éolienne de proximité (figure 10.4) qui va fournir du courant continu (le convertisseur AC/DC peut éventuellement être intégré à l'éolienne), ce qui permet d'utiliser

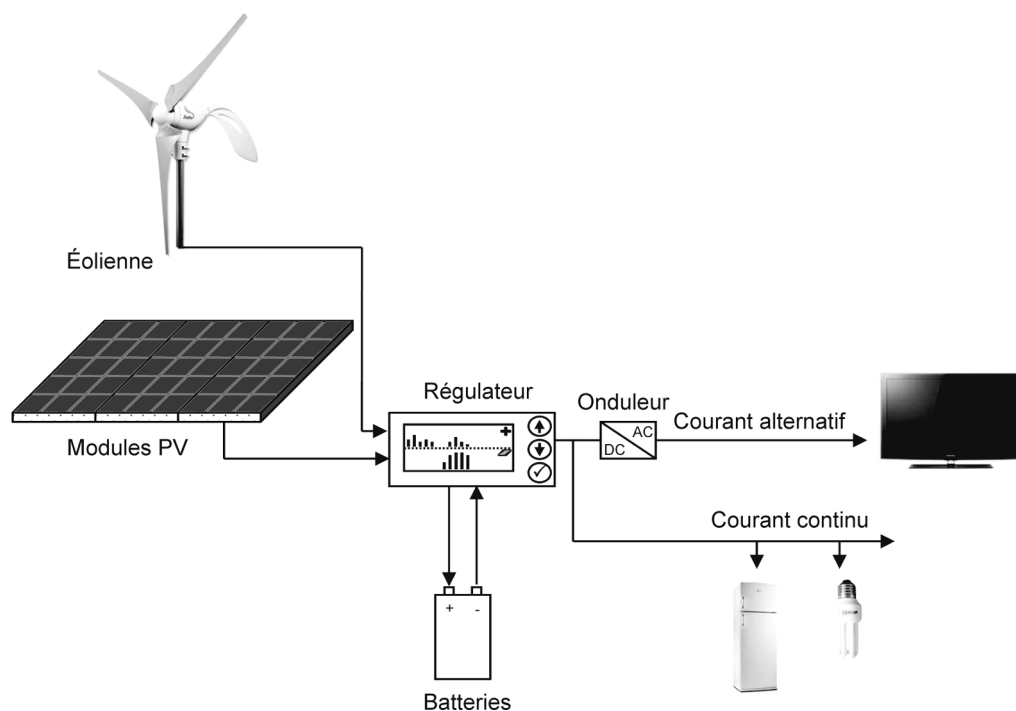


Figure 10.4 – Froid renouvelable basé sur un duo (PV + éolien) d'électricité renouvelable.

le stockage dans les batteries. Ensuite, on peut, comme décrit plus haut, utiliser soit un réseau de distribution de l'électricité uniquement en courant continu soit deux réseaux de distribution : l'un en courant continu et l'autre en alternatif pour satisfaire l'alimentation des équipements non disponibles en courant continu.

Pour l'application de la chaîne du froid à des fins de conservation alimentaire destinée à stocker des produits de récolte ou de pêche, il faut faire face à des pics de consommation frigorifique liés à l'introduction des produits à conserver. Dans ce cas, une solution alliant un mix (PV et éolien) de production d'électricité et un stockage de froid permet d'éviter de surdimensionner le groupe frigorifique ainsi que de réduire l'appel de puissance électrique lors du chargement de l'entrepôt. Le stockage du froid peut être effectué en utilisant des plaques eutectiques adaptées au niveau de température souhaité. Le bon fonctionnement ainsi que la rentabilité économique du système de froid renouvelable dépendront de la qualité du stockage électrique et/ou frigorifique.

L'utilisation d'électricité solaire ne doit pas faire oublier qu'il faut s'assurer que le système n'aura pas d'émissions intempestives de fluide frigorigène à fort GWP. D'où, à nouveau l'intérêt de systèmes utilisant des fluides frigorigènes à faible GWP et bien hermétiques.

10.4 La filière thermique de froid renouvelable

La problématique pour cette filière est très différente de la filière PV. En effet, elle s'inscrit dans une dynamique de chaleur renouvelable. Or, le constat est que pour atteindre les objectifs ambitieux de 20 % d'énergie renouvelable en 2020 à l'échelle européenne et de 23 % pour la France, cela implique un recours beaucoup plus important à la chaleur (et donc au froid) renouvelable. D'où des programmes de développement et de démonstration comme le fonds chaleur en France. S'agissant de froid renouvelable, on a bien entendu le froid solaire thermique mais également le froid géo-

thermique (différent des pompes à chaleur géothermales, comme nous le verrons) et le froid à partir de la biomasse (bois ou biogaz). S'agissant de froid renouvelable, on pense immédiatement au froid solaire et c'est ce que nous aborderons en premier.

10.4.1 Le froid solaire thermique avec des capteurs plans

La réponse technique à cette problématique est connue : il s'agit de coupler des capteurs solaires thermiques performants à un système de production du froid à sorption. Pour le système de production du froid à sorption, on peut faire appel soit à un groupe refroidisseur de liquide soit à un système ouvert de rafraîchissement qui ont tous deux été présentés dans le chapitre 9. Ainsi, pour une CTA, on peut utiliser un système de roue dessicante décrit au paragraphe 9.2.3 et régénéré par des capteurs solaires. L'avantage de cette technologie est son intégration facile dans la CTA.

Pour un système de climatisation ayant recours à une distribution d'eau glacée, on fera appel à un groupe refroidisseur de liquide à absorption ou à adsorption tel que décrit dans le chapitre 9 (figure 10.5).

Un marché naissant de rafraîchissement pour l'habitat avec des besoins de faibles puissances frigorifiques a été décelé dans l'Union Européenne.

Pour répondre au cahier des charges de ce marché émergent, plusieurs constructeurs de machines à absorption ont proposé des produits présentant des performances intéressantes. Malheureusement, le renversement de tendance sur l'évolution du coût de l'énergie et la crise économique de 2008 ont fait périlcliter plusieurs de ces constructeurs innovants. Néanmoins, les performances techniques obtenues méritent d'être signalées.

C'est ainsi que l'entreprise allemande Sonnenklima a commercialisé une machine à absorption (BrLi-eau) produisant 10 kW d'eau glacée à 15 °C pour une température de source chaude à 75 °C et un refroidissement par de l'eau à 27 °C. Cette machine est bien adaptée pour des plafonds rafraîchissants ou des

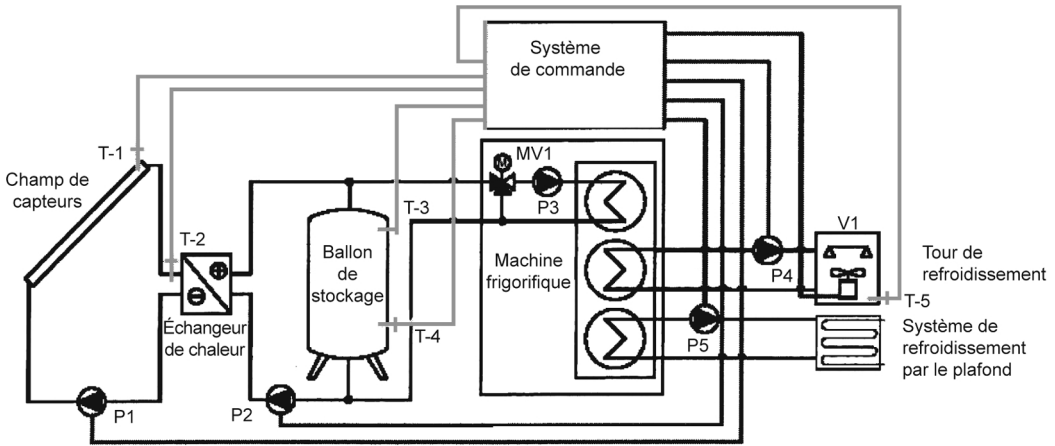


Figure 10.5 – Exemple de système complet de climatisation solaire.

poutres froides. Bien entendu, les performances dépendent des trois niveaux de température de la machine (figure 10.6).

En ce qui concerne la source chaude, l'intérêt de cette machine est qu'elle peut fonctionner dès 55 °C, ce qui la rend tout à fait compatible avec des capteurs solaires plans ou sous vide (figure 10.7). Néanmoins, ses performances se dégradent à basse température de la source chaude. C'est ainsi qu'à 55 °C, la puissance frigorifique est réduite d'un facteur 2 à 5 kW mais le COP n'est pas modifié à 0,75 (figure 10.6).

La puissance frigorifique est également sensible à la température de l'eau glacée : pour

une fourniture d'eau glacée à 6 °C (pour être compatible avec des ventilo convecteurs), elle n'est plus que de 6 kW avec une température de source chaude à 75 °C alors qu'elle atteint 10 kW pour une température d'eau glacée de 15 °C. D'où l'intérêt d'utiliser des planchers ou plafonds rafraîchissants.

Enfin, la puissance frigorifique dépend également de la température de refroidissement : pour une fourniture d'eau glacée à 15 °C et une température de source chaude à 75 °C, elle passe de 10 kW à 5 kW lorsque la température de refroidissement passe de 27 °C à 35 °C. Mais elle est à nouveau à 10 kW avec une tem-

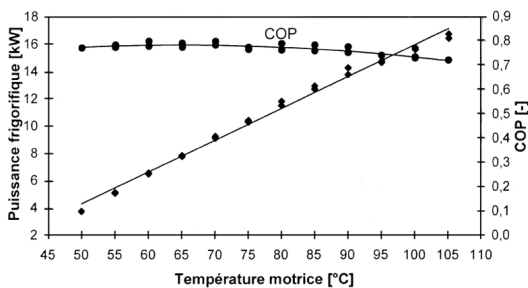


Figure 10.6 – Puissance et COP à différentes températures de régénération (débit volume aux conditions nominales, 15 °C eau froide, 27 °C eau de refroidissement).

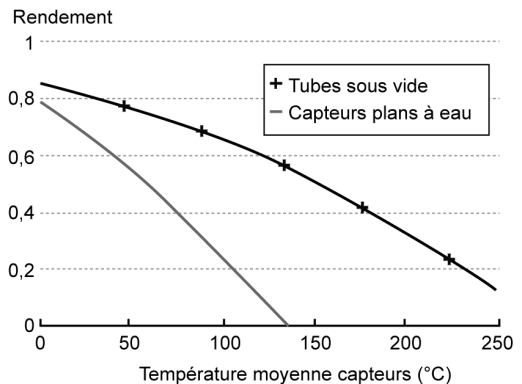


Figure 10.7 – Exemple de rendement de capteurs solaires en fonction de la température de l'eau chaude sous 800 W/m².

pérature de source chaude de 95 °C et 35 °C de température de refroidissement.

Ce type d'unité est bien adapté aux plafonds rafraîchissants ou aux poutres froides et à l'utilisation de capteurs plans solaires comme source chaude. Pour un ensoleillement de 800 W/m², un capteur plan sous vide aura un rendement de 0,6 à 75 °C (figure 10.7). Le rendement moyen sur la journée d'un tel capteur à 75 °C atteint 0,4 si bien que le COPs pour fournir de l'eau glacée à 15 °C avec de l'eau de refroidissement à 27 °C est de 0,3 ce qui est tout à fait acceptable.

Néanmoins, le principal problème de cette filière est le stockage et/ou l'appoint pour pallier la variabilité de l'ensoleillement en climat tempéré. Généralement, un stockage d'eau chaude est réalisé (figure 10.5) et un appoint (résistance électrique ou chaudière gaz) est prévu. Il faut être très vigilant sur l'appoint (gaz ou électrique) qui peut complètement détruire l'avantage environnemental de cette filière : l'appoint doit être inférieur à 20 % pour garantir l'intérêt en ce qui concerne les émissions de gaz à effet de serre.

10.4.2 Le froid solaire thermique avec des capteurs à concentration

Le regain d'intérêt pour l'électricité thermodynamique à partir de centrales à concentration relance la perspective d'utiliser de tels capteurs pour des systèmes frigorifiques à sorption. Utilisant soit des capteurs cylindro-paraboliques soit des capteurs paraboliques de révolution, il est possible de produire de la chaleur à haute température qui permettra de faire fonctionner un cycle à sorption à COP plus élevé que celui obtenu avec un capteur plan.

À partir de chaleur disponible à une température supérieure à 150 °C (ce qui est très facile avec un système à concentration qui peut produire de la chaleur à une température supérieure à 300 °C), on peut utiliser, pour la climatisation, un système à absorption eau-LiBr à double effet dont le COP thermique sera égal à 1,2. Si le rendement du capteur est de 0,6, cela conduit à un COP solaire de 0,72, ce qui est tout à fait remarquable et change radicalement

les perspectives par rapport à un COP solaire limité à 0,2 dans le cas des capteurs plans. Cette filière sera nettement plus performante que la filière PV.

De même, pour la conservation alimentaire à - 8 °C, utilisant un cycle à absorption ammoniac-eau à régénération, on obtiendra un COP thermique supérieur à 0,6 et le COP solaire atteindra 0,36 et sera, à nouveau, plus performante que la filière PV conventionnelle.

Un capteur parabolique de révolution produit une puissance thermique de l'ordre de 20 kW. Pour les capteurs cylindro-paraboliques, ce sont des puissances du même ordre de grandeur ou supérieures qui sont obtenues. Cette solution est donc envisageable pour des puissances supérieures à 25 kW frigorifiques.

Pour l'instant, il n'existe pas de produit commercial correspondant à cette solution. Son devenir dépend de la dissémination de ce type de capteurs solaires qui, actuellement, ne sont pas fabriqués en grandes séries et sont encore réservés à des applications de production d'électricité.

L'émergence de cette filière est à attendre dans les pays chauds et secs car seul le rayonnement solaire direct est valorisé par les systèmes solaires à concentration.

10.4.3 Le froid (ou les PAC industrielles) à partir de chaleur géothermique (ou des rejets thermiques) à moyenne température

La géothermie à moyenne température produit de la chaleur pouvant atteindre 90 °C. Dans le cas de l'IdF, la température n'atteint qu'un peu plus de 70 °C, ce qui est juste pour la valoriser, dans de bonnes conditions, avec de la sorption pour produire du froid. En revanche, il existe des nappes aquifères qui produisent de la chaleur à plus haute température. Ainsi, des études prospectives, menées en Martinique, laissent présager que de la chaleur à une température supérieure à 85 °C pourrait être produite à partir de structures aquifères situées à une profondeur inférieure à 500 m. Dans ces conditions, il devient possible de climatiser les locaux par du froid renouvelable

produit par sorption (absorption ou adsorption) à partir de la géothermie.

De plus, il est également envisageable, en ayant recours à des cycles avancés à sorption, de produire du froid à plus basse température ($-8\text{ }^{\circ}\text{C}$) pour satisfaire les besoins du froid commercial.

Des études de développement existent dans cette direction et devraient livrer leurs conclusions dans des délais brefs.

Dans la chasse au gaspillage d'énergie, la valorisation des rejets thermiques à moyenne température soit pour la production du froid (via la sorption) soit pour la production de chaleur haute température (via des PAC haute température) est de plus en plus souvent envisagée, néanmoins, reste à régler le problème du bon fluide frigorigène.

10.4.4 La trigénération renouvelable

Le développement de filières de cogénération à biomasse (à partir du bois, des déchets ou du biogaz) incite à valoriser la production de chaleur produite par ces unités de cogénération même lorsqu'il n'y a pas besoin de chauffer les locaux. C'est ainsi que des réseaux de chauffage urbain ou collectif disposent de chaleur renouvelable en excès en été. D'où le recours à des systèmes à absorption pour valoriser cette chaleur en permettant le rafraîchissement des locaux. Des solutions existent déjà dans certaines villes et elles sont amenées à se disséminer si le coût des énergies fossile et électrique augmente fortement.

10.5 Tendances du froid renouvelable

Les objectifs de forte réduction des émissions de GES pour les décennies à venir imposent à tous les secteurs, y compris celui de la production du froid, des démarches d'économie d'énergie et de recours à des énergies décarbonées.

Dans les prochaines décennies, le secteur du froid va continuer à se développer fortement

dans les pays émergents et en développement d'une part à cause de la climatisation mais surtout pour assurer la sécurité alimentaire par l'intermédiaire de l'amélioration de la chaîne du froid encore trop souvent défaillante dans de nombreux pays.

Sous contrainte d'économie d'énergie et de réduction des émissions de gaz à effet de serre, un important marché du froid va émerger dans des pays où l'énergie solaire est abondante et où le réseau électrique n'est pas toujours de qualité.

Le froid renouvelable offre au moins deux réponses techniques pour résoudre ces problèmes.

La première réponse technique est basée sur un mix d'électricité renouvelable (PV + éolien) avec éventuellement un groupe électrogène en appoint pour les plus grosses installations. Les composants de base existent, néanmoins le développement de systèmes intégrés susceptibles de répondre à ces besoins reste à faire. Il en va ainsi de la mise sur le marché de groupes autonomes d'électricité renouvelable intégrant des panneaux PV et une micro-éolienne avec les batteries. De même du côté frigorifique, des systèmes à compression mécanique à courant continu ainsi que des systèmes intégrant le stockage de froid seraient les bienvenus.

Le devenir de cette filière dépend essentiellement de l'évolution du coût des matériels (panneaux PV, micro-éoliennes, batteries, etc.) dont tout indique qu'il devrait baisser fortement dans les décennies à venir.

À côté de la dissémination attendue du froid renouvelable dans les pays en développement, une percée est également attendue dans les pays développés. Avec la forte progression du PV, on est en droit de s'attendre à l'apparition de réseaux électriques en courant continu alimentés essentiellement par de l'électricité renouvelable pour l'habitat, le tertiaire, le commercial et la climatisation. Par ailleurs la politique d'achat à coût élevé de l'électricité PV va aller en s'amenuisant si bien que des stratégies de vente du surplus de la production d'électricité renouvelable va se développer dans un avenir proche. Dans ces conditions, de nombreux systèmes frigorifiques pourraient fonctionner

avec des moteurs à courant continu et être équipés de systèmes de stockage intégrés afin d'effacer les heures de pointe. Domaines où de l'innovation serait nécessaire.

Cette solution du froid renouvelable via l'électricité, pour prometteuse qu'elle soit, ne doit pas faire oublier la solution via la filière thermique.

Dans les pays ensoleillés en développement, la fragilité du réseau électrique incite à utiliser des systèmes à sorption afin de réduire les pics de consommation d'électricité pour la climatisation. Le recours à des systèmes de production du froid couplés à des centrales solaires à concentration devrait se développer.

La solution thermique devrait voir le jour d'une part, pour des puissances de quelques dizaines de kW à plusieurs centaines de kW, grâce à la percée attendue des systèmes solaires thermiques à concentration (cylindro-paraboliques ou paraboliques de révolution) et d'autre part, pour des petites puissances de quelques centaines de W à quelques kW, à partir de systèmes solaires à capteurs plans. Les produits visés sont des chambres froides aussi bien que de la climatisation. À nouveau, le problème du stockage (froid et chaud) est un point clef pour le succès de cette filière.

Dans son sens le plus large, un modèle est un outil (analogique ou numérique) permettant de prédire le comportement d'un système physique, avec un but précis. Le plus souvent, cette description est partielle, ne prenant en compte, par exemple, que les régimes stationnaires, ou ne calculant pas la totalité des paramètres. On peut donc distinguer différents niveaux :

- le niveau de base est constitué par le calcul thermodynamique des cycles en régime nominal. Ce niveau est pratiqué par tous les frigoristes ;
- un second niveau correspond à la simulation détaillée des composants. Y ont recours essentiellement les frigoristes travaillant chez les constructeurs de tels composants (compresseurs, échangeurs, etc.). Certains bureaux d'études et concepteurs d'installations utilisent des codes de calculs leur permettant d'optimiser certains composants (échangeurs) ;
- un troisième niveau consiste à simuler en régime permanent le système frigorifique global. Les bureaux d'études et les installateurs sont de plus en plus nombreux à utiliser de tels outils ;
- le quatrième niveau consiste à simuler en régime transitoire le système frigorifique global. Les spécialistes en régulation des systèmes frigorifiques utilisent de telles simulations de même que certains bureaux d'études et installateurs.

Initialement, la modélisation était utilisée principalement pour prévoir des performances ou pour optimiser tout ou partie d'un système, ou encore, mieux comprendre des phénomènes en réduisant les phases purement expérimentales. Elle constitue une étape obligatoire et

primordiale dans les algorithmes de FDD (détection et diagnostic de pannes) développés depuis une dizaine d'années dans l'industrie du froid ; dans ce cas, les paramètres fournis par le modèle décrivent le comportement standard et sont utilisés comme référence pour détecter un éventuel défaut. Dans une FDD, le terme « modélisation » est pris au sens large : entre les modèles « boîte noire », qui sont de simples régressions (linéaires ou non) de résultats expérimentaux mesurés sur un prototype, et les modèles « boîtes blanches », construits totalement à partir d'équations physiques, on trouve des modèles « boîte grise » utilisant des équations physiques simplifiées et des corrélations expérimentales.

Mis à part les applications relevant de la FDD, la démarche suivie pour les trois derniers niveaux de simulation est toujours la même :

- une étape de modélisation sur la base des deux premiers principes de la thermodynamique plus des lois de transferts spécifiques suivant les composants : thermique, mécanique des fluides, acoustique, etc., ainsi que le choix d'hypothèses simplificatrices ;
- le choix de la méthode numérique pour transformer les équations résultant de la modélisation en un système d'équations discrétisées qui peuvent être résolues ;
- la mise au point d'un solveur (ou plus généralement l'utilisation d'un solveur existant, accessible sur Internet le plus souvent) qui permet d'effectuer la simulation à partir des conditions aux limites et des conditions initiales ;
- la dernière étape qui ne doit en aucun cas être oubliée est la validation de l'outil de simulation mis au point. Le plus souvent, cette validation s'effectue à partir d'expé-

riences de laboratoire mais cela peut, éventuellement, être une validation basée sur une expérimentation numérique (utilisation d'un code numérique déjà validé pour valider un nouvel outil de simulation).

11.1 Calcul des propriétés thermodynamiques et des cycles

Le calcul sur diagramme est avantageusement remplacé par un calcul informatisé utilisant soit un tableur (Excel) ou un solver tel que EES (c'est le cas de Coolpack disponible sur internet qui utilise EES). Si un frigoriste veut se créer son propre tableur de calcul de cycles, il doit disposer des données thermodynamiques des fluides. Ces données thermodynamiques sont généralement tabulées ou fournies à partir de corrélations. Pour ces calculs de cycles, les seules équations utilisées sont les équations bilans (d'enthalpie et de matière) obtenues à partir de l'application du premier principe de la thermodynamique en système ouvert (sur chaque composant). Les chutes de pression et les pertes thermiques sont simplement estimées. De nombreux constructeurs mettent à disposition sur internet des logiciels fermés permettant de calculer des cycles prédéfinis avec un choix de fluides standards (citons Duprex de Dupont, Solkane de Solvay-fluor, ou encore certains logiciels de sélection de compresseurs).

Le calcul de cycle permet d'aller au-delà du simple bilan thermique, en modélisant des phénomènes un peu plus complexes. Dans la publication présentée ici¹, on étudie les conséquences de la présence d'huile frigorifique dans un circuit avec un évaporateur à détente directe.

Le système étudié est un mélange de fluide frigorigène non azéotropique (R-407C) et d'huile. L'huile est supposée parfaitement miscible et sa pression de vapeur est négligée, enfin l'huile est supposée ne pas présenter de miscibilité préférentielle avec les constituants du mélange.

L'enthalpie du mélange fluide frigorigène + huile (h_t) s'écrit :

$$h_t = \left(\frac{\dot{m}_{l,r}}{\dot{m}_{l,r} + \dot{m}_h + \dot{m}_v} \right) h_{l,r} + \left(\frac{\dot{m}_h}{\dot{m}_{l,r} + \dot{m}_h + \dot{m}_v} \right) h_h + \left(\frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_{l,r} + \dot{m}_h + \dot{m}_v} \right) h_v$$

où $\dot{m}_{l,r}$; $\dot{m}_h$; $\dot{m}_v$; $h_{l,r}$; h_h ; h_v représentent respectivement les débits massiques de fluide frigorigène liquide, d'huile et de vapeur ainsi que les enthalpies massiques du fluide frigorigène liquide, de l'huile et de la vapeur.

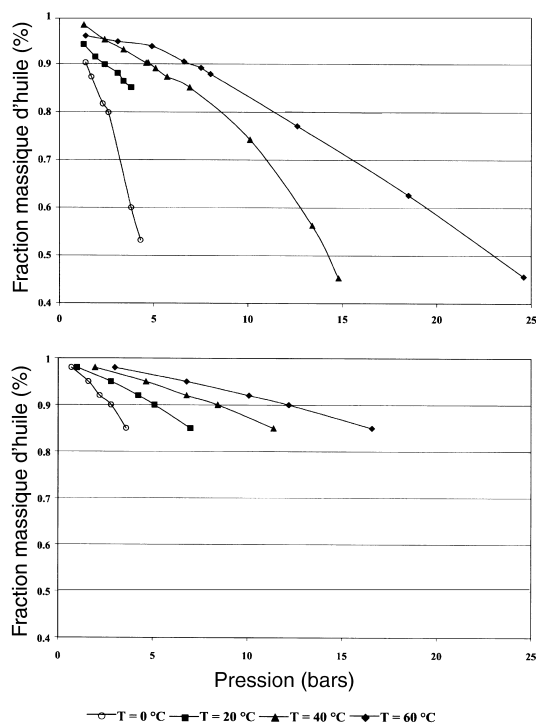


Figure 11.1 – Solubilité de l'huile dans le R-407C.

¹ D'après M. Youbi-Idrissi, J. Bonjour, C. Marvillet et F. Meunier, « Impact de la solubilité fluide frigorigène-huile sur les performances d'un évaporateur fonctionnant au R-407C », *Int. Jour. Ref.* **26**, 2003, pp. 284-292.

En introduisant la concentration massique d'huile (c_h) et le titre en vapeur x rapporté au mélange fluide frigorigène plus huile :

$$c_h = \frac{\dot{m}_h}{\dot{m}_{l,r} + \dot{m}_h + \dot{m}_v} ; x = \frac{\dot{m}_v}{\dot{m}_{l,r} + \dot{m}_h + \dot{m}_v}$$

l'enthalpie du mélange s'écrit :

$$h_t = (1 - x - c_h)h_{l,r} + c_h h_h + x h_v$$

Introduisant une extension de la loi de Raoult pour représenter les résultats expérimentaux de

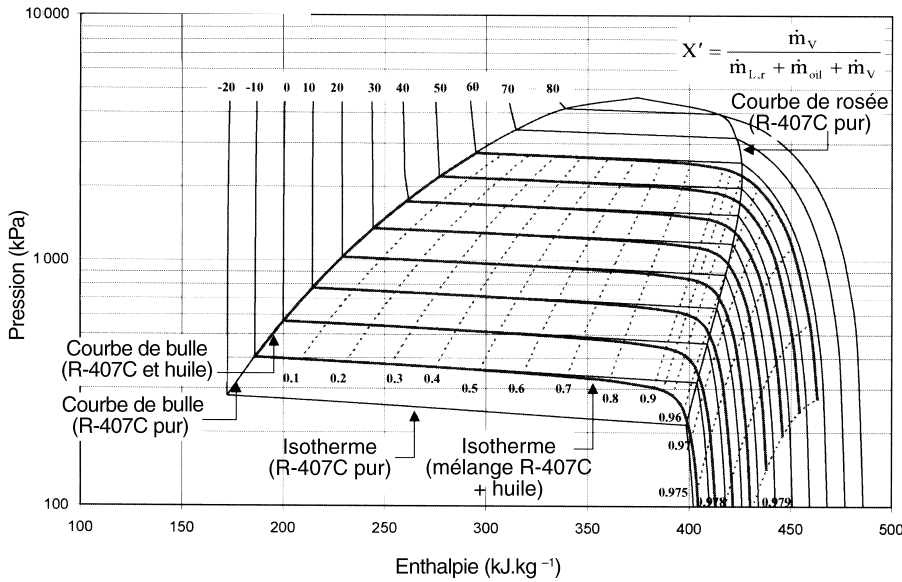


Figure 11.2 – Diagramme ($\log P, h$) pour le mélange R-407C/huile (2 %).

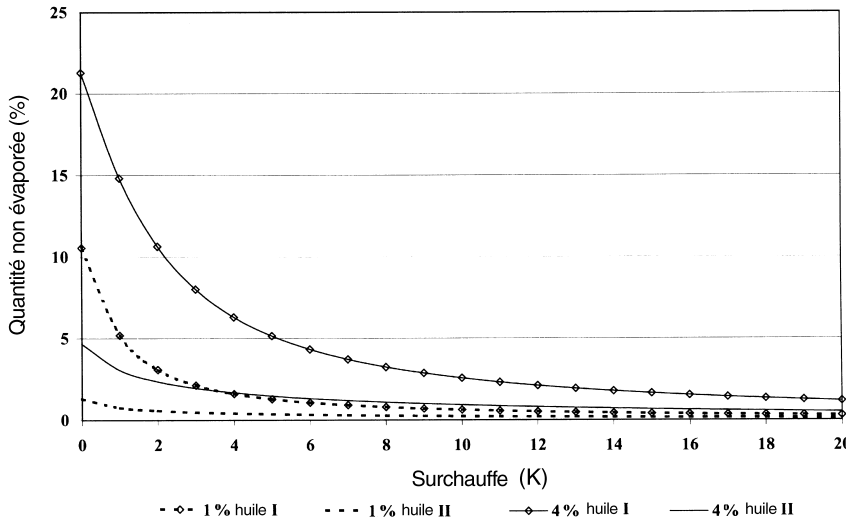


Figure 11.3 – Quantité non évaporée de R-407C en fonction de la surchauffe et pour deux huiles (l'huile I, qui correspond aux figures 11.1 et 11.2, et l'huile II, dans laquelle le R-407C est moins soluble).

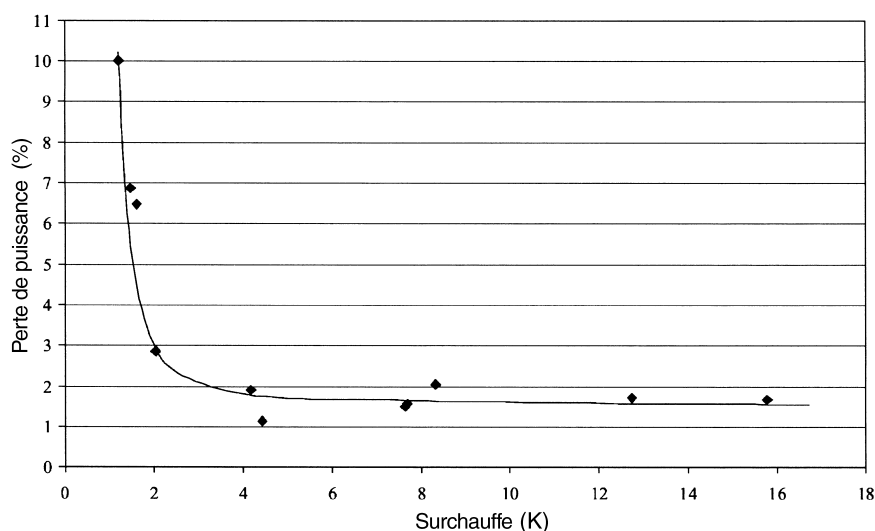


Figure 11.4 – Perte de puissance due à la présence de 2 % d'huile en fonction de la surchauffe pour du R-407C.

la solubilité du fluide frigorigène dans l'huile (figure 11.1) et utilisant les propriétés du fluide frigorigène données par le logiciel REFPROP⁶, les auteurs en déduisent le diagramme enthalpique du mélange (figure 11.2) ainsi que la quantité de fluide frigorigène non évaporée en sortie de l'évaporateur (figure 11.3). Les résultats de la figure 11.3 montrent que cette quantité de fluide frigorigène non évaporée (qui représente la perte de puissance de l'évaporateur) dépend fortement de la surchauffe en sortie de l'évaporateur, de la concentration d'huile et enfin de la qualité de l'huile. Dans la majorité des cas, la concentration en huile entraînée est comprise entre 1 % et 4 %. Pour une surchauffe standard (5 K) et une faible concentration d'huile (1 %), la quantité de fluide non évaporé reste négligeable, et la perte de puissance est inférieure à la précision des mesures ; pour des concentrations supérieures, la perte de puissance peut augmenter significativement, comme pour l'huile II dans la figure 11.3 : il faut alors régler une surchauffe d'au moins 8 K pour que la quantité de fluide non évaporé soit inférieure à 3 %.

La validation de ce modèle a été présentée dans une autre publication². La figure 11.4 montre la perte de puissance, observée expérimentalement et prédite en fonction de la surchauffe avec du R-407C, la concentration d'huile entraînée étant de 2 %. Pour une très faible surchauffe (1,5 K), la perte atteint 10 % mais elle est inférieure à 2 % pour une surchauffe supérieure à 3 K.

11.2 Simulation en régime permanent d'un système frigorifique global

Dans ce cas, la simulation peut aussi bien être simplifiée ou au contraire très complexe suivant les hypothèses de travail retenues pour

2 D'après M. Youbi-Idrissi, J. Bonjour, M-F Terrier, C. Marvillet et F. Meunier, « Oil presence in an evaporator: experimental validation of a refrigerant/oil mixture enthalpy calculation model », *Int. Jour. Ref.* **27**, 2004, pp. 215-224.

représenter les différents composants. Le cas le plus complexe consisterait à utiliser les modèles détaillés (avec les équations aux dérivées partielles) pour les différents composants (compresseur, évaporateur, condenseur, détendeur, etc.) et à coupler entre eux ces outils de simulation avec des conditions de raccordement. Cette démarche, qui conduirait à des outils excessivement – et inutilement – lourds, n'est généralement pas la démarche retenue. Des modélisations simplifiées sont le plus souvent retenues. On effectue généralement les bilans de matière et d'énergie sur chaque composant en considérant que les propriétés thermodynamiques dans chaque composant sont uniformes. Pour les échangeurs, on doit cependant considérer plusieurs zones selon l'état physique des fluides, pour prendre en compte les différents coefficients d'échange thermique. Par exemple, dans un condenseur, on pourra définir trois zones : la zone de désurchauffe des en régime transitoire vapeurs, la zone à changement de phase et la zone de sous-refroidissement. Le résultat important est que, de la sorte, on obtient non pas un système d'équations aux dérivées partielles mais un système d'équations différentielles ordinaires (c'est-à-dire des équations où seule la dérivée des grandeurs par rapport au temps intervient, à l'exclusion des dérivées par rapport aux variables d'espace). Le problème est donc complexe d'un point de vue physique car plusieurs composants sont couplés mais il est simplifié pour sa mise en équations car la réponse de chaque composant est simplifiée par rapport au problème réel. De plus, si on recherche le point de fonctionnement correspondant au régime permanent, le problème est encore simplifié car les équations bilan sur chaque composant ne comportent pas de termes d'accumulation. Le tableau 11.1 montre les résultats d'une telle simulation appliquée à un groupe refroidisseur de liquide et qui permet de prédire les régimes de fonctionnement et les performances selon les régimes externes. Dans l'exemple, on sélectionne les composants d'un équipement frigorifique air/air pour produire 7 kW avec de l'air à 27 °C au condenseur et un régime d'eau à l'évaporateur de 12 °C/7 °C (tableau a). Pour

une température d'air extérieur de + 35 °C, et en imposant le même régime d'eau on trouve le nouveau régime interne en utilisant les données constructeur pour le compresseur, et en maintenant constantes les surfaces d'échange (tableau b). Ce même outil peut aussi être utilisé comme aide à la définition des organes de réglage du circuit frigorifique. Dans cet exemple, on admet que le coefficient global d'échange est constant, ce qui est très simplificateur ; pour obtenir des résultats plus précis, il faut calculer la valeur de ce coefficient en tenant compte des propriétés et des vitesses de chacun des deux fluides, pour chaque régime étudié.

On peut aussi utiliser une modélisation en régime permanent pour étudier le comportement d'un système frigorifique dans des régimes quasi-stationnaires, avec des évolutions très lentes dans le temps. La figure 11.5 montre ainsi l'évolution des performances d'une PAC air/eau dans le temps, en tenant compte de la formation de givre à l'évaporateur. À chaque pas de temps considéré, le modèle calcule la masse de givre formée, et en supposant une répartition uniforme sur la batterie, déduit la résistance thermique supplémentaire, la nouvelle température de surface, les nouveaux coefficients d'échange et les nouvelles températures de cycle ; il calcule alors les nouvelles performances de la PAC (précision du modèle : environ 5 %).

Les logiciels commerciaux de simulation en régime permanent permettent de traiter les problèmes simples de prévision des performances ; pour étudier des phénomènes un peu plus complexes tels que l'encrassement des échangeurs, il est nécessaire de développer son propre code.

Tableau 11.1a – Simulation en régime permanent d'un groupe GRL. Régime nominal.

R407C

Tamb27.00

Tev3 SC5

Tcd40.00 SR3

Compresseur

masp0.0417 kg/s

Refrroid0.300Qocp7.01 kW

rdt vol0.854Qabs1.99 kW

rdt eff0.576Qcond8.40 kW

Condenseur

Vair3500 m3/h

rho air0.8503 kg/m3

mair0.8267 kg/s

T sortie37.16 °C

Evaporateur cp

Teeau12.00 °C

meau-0.335241 kg/s

-1.206866 m3/h

Delta T-5 °C

	asp	refis	reel 0p	reel p	roséeHp	bulle Hp	sortie cd	entrée ev	rosée év	sortie év
p Pa	511079	1541309	1541309	1541309	1541309	1541309	1541309	511079	511079	511079
Tsat °C	3.00	40.00	40.00	40.00	40.00	34.91	34.91	3.00	3.00	3.00
T °C	8.00	55.64	60.82	60.82	40.00	34.91	31.91	3.00	3.00	8.00
h kj/kg	415.63	443.15	449.07	449.07	424.33	252.10	247.41	247.41	410.93	415.63
kJ/(kg.°C)	1789.6	1789.6								1789.6
v m³/kg	0.04720	0.01652								0.04720

Qsr	0.195		Qcd	7.174		Qdesur	1.030		
tliq	31.91		tbulle	34.91		trosee	40.00		Tref60.82
hliq	247.41		hbulle	252.10		hrosee	424.33		href449.07
te	27.00		t1	27.24		t2	35.91		ts37.16
DT1	4.91		DT2	7.67		DT3	4.09		DT423.66
DTLM	6.19			5.69			11.15		
KS_SR	0.0316		KS_cd	1.2604		KS_ds	0.0924		KSCond1.3844

Qev	6.81		Qsc	0.20					
teevap	3.00		trosée evap	3.00		tsevap	8.00		
tssf	7.00		t1	11.86		tesf	12		
DT1	4.00		DT1	8.86		DT1	4.00		
DTLM	6.11			6.11					
KS-ev	1.114		KS sur	0.032				KSevap	1.146

Tableau 11.1b – Simulation en régime permanent d'un groupe GRL. Second régime.

R407C	
Tamb	35.00
Tev	3.5 SC
Tcd	47.00 SR

Compresseur	masp	0.0410	kg/s
Refroid	0.300	Qevap	6.44 kW
rdt vol	0.827	Qabs	2.18 kW
rdt eff	0.595	Qcond	7.97 kW

Condenseur		Evaporateur cp	
Vair	3500 m3/h	Teeau	12.00 °C
rho air	0.8730 kg/m3	meau	-0.30824 kg/s
mair	0.8487 kg/s		-1.109662 m3/h
T sortie	44.39 °C	Delta T	-5 °C

Qcond	7.97	Qevap	6.44
KS nomi	1.384	KSnomi	1.146
KS	1.388	KS	1.155
écart (%)	-0.3		-0.7

	asp	refis	reel Op	reel p	roséeHp	bulle Hp	sortie cd	entrée ev	rosée év	sortie év
p Pa	519864	1844588	1844588	1844588	1844588	1844588	1844588	519864	519864	519864
Tsat °C	3.50	47.00	47.00	47.00	47.00	42.20	42.20	3.50	3.50	3.50
T °C	8.50	64.18	68.88	68.88	47.00	42.20	39.20	3.50	3.50	8.50
h kj/kg	415.88	447.53	453.13	453.13	425.58	263.79	258.92	258.92	411.17	415.88
kJ/(kg.°C)	1789.0	1789.0								1789.0
v m³/kg	0.04641	0.01381								0.04641

Qsr	0.200	Qcd		6.641	Qdesur		1.131
tlq	39.20	tbulle	42.20	trose	47.00	Tref	68.88
hlq	258.92	hbulle	263.79	hrose	425.58	href	453.13
te	35.00	t1	35.24	t2	43.06	ts	44.39
DT1	4.20	DT2	6.96	DT3	3.94	DT4	24.48
DTLM	5.46		5.31		11.25		
KS_SR	0.0366	KS_cd	1.2510	KS_ds	0.1006	KSCond	1.3881

Qev	6.25	Qsc	0.19		
teevap	3.50	trosée evap	3.50	tsevap	8.50
tssf	7.00	t1	11.85	tesf	12
DT1	3.50	DT1	8.35	DT1	3.50
DTLM	5.58		5.58		
KS-ev	1.120	KS sur	0.035		KS evap
					1.155

11.3 Simulation dynamique en régime transitoire d'un système frigorifique global

Si l'on veut connaître la réponse du système frigorifique à des opérations importantes que sont, par exemple, marche, arrêt, dégivrage, la démarche précédente développée pour les régimes permanents n'est pas suffisante. Dans ce cas, il faut ajouter dans les équations bilans les termes d'accumulation qui reflètent qu'à un instant donné il peut, par exemple, y avoir un excès (ou au contraire un défaut) de flux de matière dans un composant qui va entraîner une variation de masse, de pression, et éventuellement d'autres grandeurs du composant. La résolution numérique devient plus délicate que dans le régime permanent (à cause de l'utilisation d'équations aux dérivées partielles et non plus de simples équations différentielles ordinaires) et requiert l'utilisation de solvers différents. La simulation en régime transitoire est utilisée notamment pour étudier les stratégies de régulation et de commande des installations. C'est ainsi que des simulations d'installations en régime transitoire couplées à des bases de données de charges frigorifiques permettent d'étudier l'influence de la régulation sur la consommation : on peut ainsi définir un COP d'exploitation qui est le rapport du froid annuel produit sur la consommation annuelle d'énergie. De fait, l'optimisation de l'efficacité énergétique d'une installation ne se limite pas à la sélection des composants pour une consommation énergétique la plus faible possible en régime permanent mais doit, de plus, tenir compte du fonctionnement à charge partielle, des marches/arrêts ainsi que des dégivrages. C'est bien entendu la minimisation de la consommation énergétique annuelle qui est visée et qui intègre les transitoires. Il faut reconnaître que la climatisation est plus concernée que le froid industriel et commercial par ces problèmes de charge partielle et de régimes variables, néanmoins, c'est un domaine où d'importants efforts de R&D sont

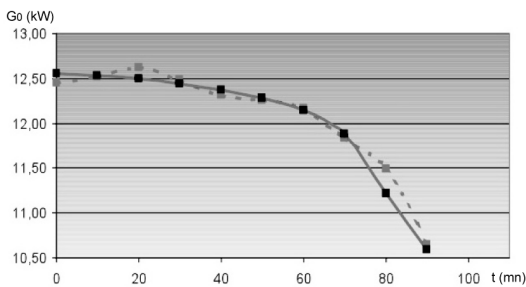
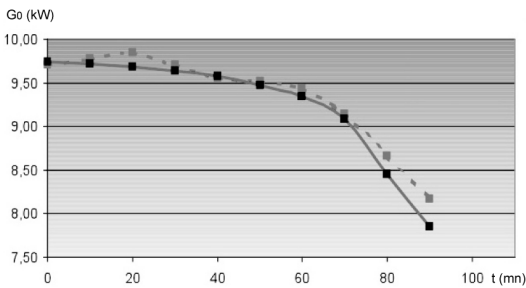
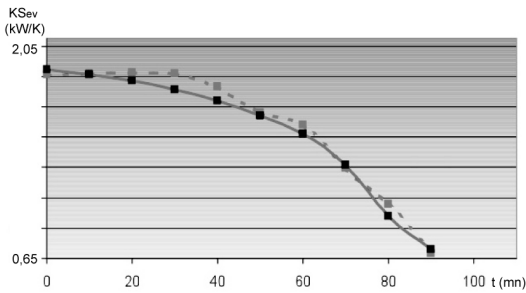


Figure 11.5 – Évolution des performances d'une PAC air/eau en fonction du givrage de la batterie. Comparaison des valeurs expérimentales (en pointillés) et prédites (en traits continus) du K_S de l'évaporateur, de la puissance frigorifique et de la puissance au condenseur pour une pompe à chaleur air/eau fonctionnant au R-410A (air à 5 °C, 65 % HR et température d'entrée d'eau au condenseur de 30 °C).

actuellement effectués et il est certain que des outils vont bientôt être largement diffusés.

L'objectif du travail présenté ici ⁴ est de mettre au point un outil permettant de prédire le COP moyen d'une installation tenant compte des fonctionnements en charge partielle ainsi que des opérations de marche-arrêt, information qui ne peut pas être obtenue par les calculs du COP en régime permanent effectués à partir des documentations des constructeurs. Dans cette simulation, les propriétés du fluide frigorigène dans l'évaporateur et le condenseur sont supposées être à pression uniforme (les pertes de charge sont négligées) mais les auteurs tiennent compte des échanges thermiques au travers des différences de températures entre le fluide et la paroi et utilisent des corrélations pour les coefficients d'échanges (ils différencient les zones de changement de phase des zones monophasiques dans l'évaporateur aussi bien que dans le condenseur). Le compresseur simulé est un compresseur à vis pour lequel sont introduits son rendement volumétrique, son indicateur isentropique ainsi qu'un rendement électrique de moteur (voir chapitre 6, § 6.2). Pour les échangeurs (condenseur et évaporateur), le bilan énergétique s'écrit, par exemple pour l'évaporateur, sous la forme :

$$(MC_p)_{ev} \frac{dT_{ev}}{dt} = \dot{m}(h_1 - h_6) - \alpha S(T_{Pev} - T_{ev})$$

où $(MC_p)_{ev}$, T_{ev} , T_{Pev} , $\dot{m}$, $h_1 - h_6$, α et S sont respectivement la chaleur massique du fluide frigorigène dans l'évaporateur, les températures du fluide frigorigène dans l'évaporateur et de la paroi de l'évaporateur, le débit de fluide frigorigène, la différence d'enthalpie massique entre la sortie et l'entrée dans l'évaporateur, le coefficient d'échange global de l'évaporateur et la surface d'échange de l'évaporateur.

Des équations différentielles dérivées du bilan énergétique sont utilisées pour les fluides

secondaires, par exemple pour l'eau glacée on obtient :

$$(MC_p)_{eg} \frac{dT_{eg}}{dt} = \dot{Q}_{ch} - \dot{Q}_{ev}$$

où $(MC_p)_{eg}$, T_{eg} , $\dot{Q}_{ch}$ et $\dot{Q}_{ev}$ sont respectivement la chaleur massique de l'eau glacée dans le GRL, la température de l'eau glacée, la charge thermique et la puissance frigorifique sur l'évaporateur.

La régulation est effectuée sur la température de l'eau glacée en sortie de l'évaporateur au travers d'une régulation du volume balayé dans le compresseur à vis.

Pour résoudre le problème, il faut d'abord disposer des paramètres des échangeurs et du compresseur ainsi que de la charge en fluide frigorigène et de sa répartition (avec les technologies d'échangeurs retenues, les auteurs supposent que 60 % du fluide frigorigène est dans le condenseur et 40 % dans l'évaporateur).

La résolution du modèle global exige de résoudre un système d'équations différentielles ordinaires couplées. Une méthode Runge-Kutta a été retenue par les auteurs. Des résultats typiques de la comparaison entre simulation dynamique et mesures expérimentales sont présentés figures 11.6 et 11.7 où l'on observe la réponse (puissance absorbée par le compresseur et puissance frigorifique) du système fonctionnant à charge partielle au cours d'une variation de la charge thermique sur l'eau glacée (figure 11.6 : augmentation de la charge ; figure 11.7 : réduction de la charge). On constate que le modèle rend bien compte (à mieux que 10 %) de l'évolution. Dans ce même article, des résultats de simulation pour le démarrage du compresseur sont également présentés.

L'utilisation d'un tel modèle validé permet de prédire le COP moyen d'exploitation annuel d'une unité en fonctionnement réel avec charge variable et en tenant compte des opérations de dégivrage.

On trouve des logiciels permettant la simulation en régime dynamique : citons Dymola (basé sur Modelica) ou encore Comsol ; il s'agit en fait plutôt d'environnements objets permettant à l'utilisateur de décrire un système

4 D'après M.W. Browne et P.K. Bansal, « Simulation en régime transitoire de refroidisseurs de liquide compacts à compression de vapeur », *Int. Jour. Ref.* **25**, 2002, pp. 597-610.

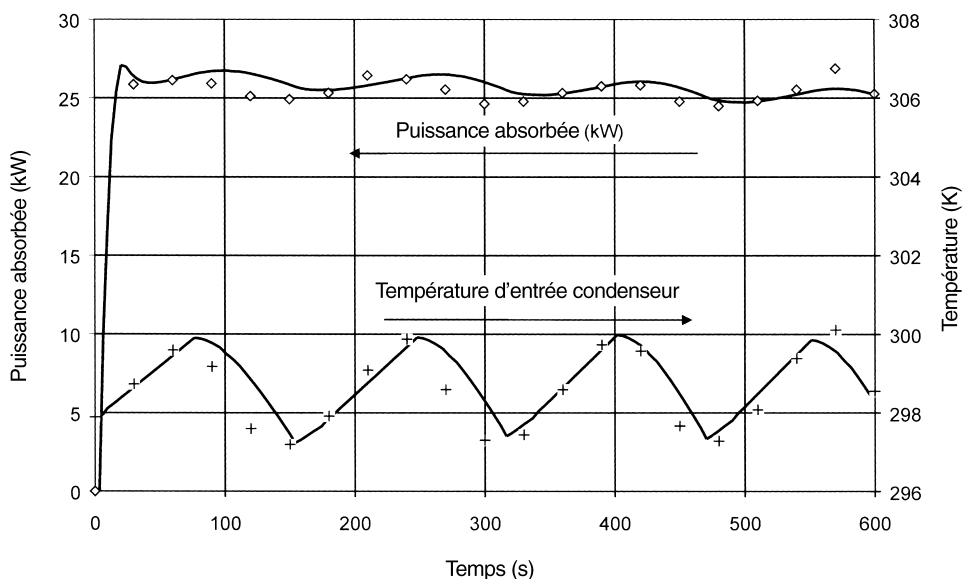


Figure 11.6 – Comparaison des résultats expérimentaux et de simulation pour la puissance absorbée.

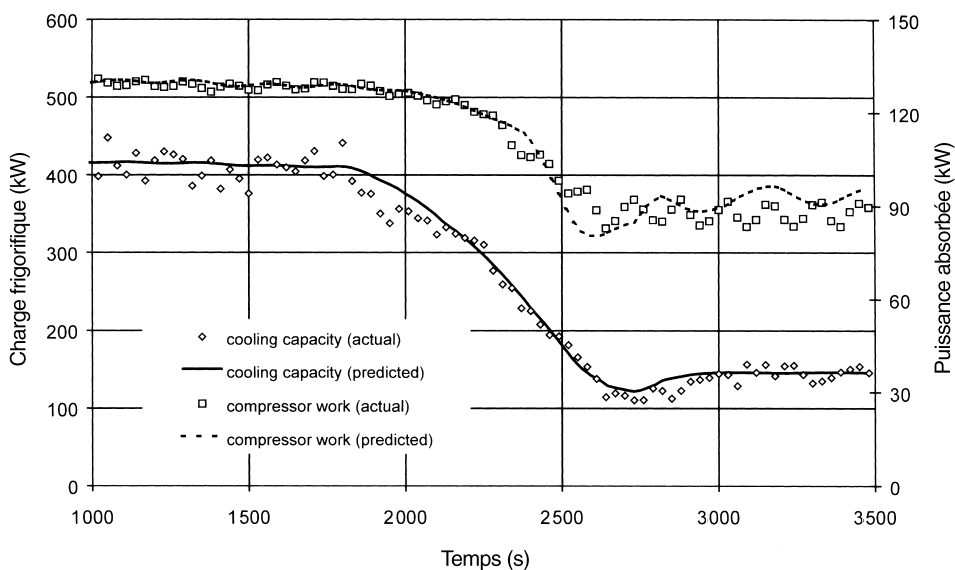


Figure 11.7 – Comparaison des résultats expérimentaux et de simulation pour la puissance absorbée et la charge frigorifique au cours d'une réduction de charge de 420 à 140 kW.

physique, la résolution numérique étant déjà programmée. Ces outils sont encore assez onéreux, et d'utilisation complexe ; ils sont donc plutôt utilisés par les laboratoires de recherche ou par de grands constructeurs.

Enfin, on peut aussi associer la simulation en régime dynamique d'une machine frigorifique et celle de la charge frigorifique ; ce type d'étude est pour l'instant essentiellement appliqué au bâtiment (citons TRNSYS), mais peut sans restriction être étendu aux chambres froides.

11.4 Cas particulier de la FDD (détection et diagnostic de pannes)

La FDD a été développée initialement par des industries lourdes (aérospatiale, aéronautique, chimie), pour lesquelles les conséquences d'une panne peuvent être dramatiques, sur le plan humain comme sur le plan financier (le coût de la mise en œuvre d'une FDD est inférieur aux pertes liées à une panne). Son utilisation dans d'autres industries, telles que le bâtiment, la climatisation et le froid industriel est beaucoup plus récente, et reste encore limitée, pour des raisons essentielles de coût, mais de nombreux constructeurs et exploitants cherchent à développer des FDD « simplifiées ».

L'architecture générale d'une FDD est représentée dans la figure 11.8 : dans une phase préalable, on a modélisé le système de façon à pouvoir prédire la valeur de paramètres significatifs lors d'un fonctionnement normal. En exploitation, ces mêmes paramètres sont mesurés à intervalles réguliers, et comparés aux valeurs attendues. Si l'écart entre les deux valeurs est significatif, on déclare une anomalie (détection de panne). Le classificateur élaboré

pendant la modélisation, permet alors d'identifier le défaut et, éventuellement, son degré de gravité pour décider d'une intervention correctrice diagnostic).

11.4.1 Modélisation

■ Type de modèle

Dans une démarche FDD, la modélisation est simplement un outil numérique permettant de prédire la valeur de certains paramètres du système en fonctionnement sans défaut ; le plus souvent, ce système existe déjà, et a été optimisé par ailleurs. On différencie trois types de modèles.

□ Modèle empirique ou « boîte noire »

Le « modèle » est une simple corrélation entre les différents paramètres caractéristiques, résultant d'une régression sur des résultats expérimentaux.

En exploitation, l'utilisation pour une FDD d'un modèle boîte noire ne demande pas de moyens de calculs sophistiqués ; cependant, il faut disposer d'un nombre de données expérimentales important (pour une précision satisfaisante des corrélations empiriques). Enfin, un modèle « boîte noire » n'est valide que pour les plages de fonctionnement dans lesquelles il a été établi.

□ Modèle total ou « boîte blanche »

Il s'agit d'une modélisation totale du système à partir des équations de conservation d'énergie, quantité de mouvement et la description détaillée de chaque composant. Cette méthode permet de simuler chaque composant en dehors de la plage de données constructeur et nécessite beaucoup moins de données expérimentales, puisque ces dernières ne servent qu'à la validation du modèle. Cependant elle est lourde à mettre en œuvre et demande des moyens de calculs importants. De plus, les données nécessaires ne sont pas toujours disponibles auprès des constructeurs (notamment pour les échangeurs de chaleur) ; de ce fait, elle est rarement utilisée.

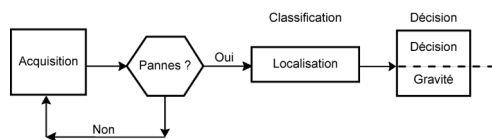


Figure 11.8 – Architecture générale d'un outil de détection et diagnostic de panne.

□ Modèle mixte ou boîte grise

Cette méthode à mi-chemin entre les deux précédentes consiste en une modélisation simplifiée des performances d'un système en utilisant à la fois des relations physiques décrivant les phénomènes principaux, et des données expérimentales ou constructeur. En pratique, le modèle mixte de référence est celui de Gordon et Ng, applicable aux refroidisseurs de liquide et qui, à partir des premier et second principe de la thermodynamique, utilise une relation de la forme :

$$y = a_1 \times x_1 + a_2 \times x_2 + a_3 \times x_3$$

où y , x_1 , x_2 et x_3 sont les variables, définies par :

$$x_1 = \frac{T_{s,e,ev}}{\dot{Q}_{ev}} \quad x_2 = \frac{T_{e,e,cd} - T_{s,e,ev}}{T_{e,e,cd} \times \dot{Q}_{ev}}$$

$$x_3 = \frac{\dot{Q}_{ev}}{T_{e,e,cd}} \left(1 + \frac{1}{\text{COP}} \right)$$

$$y = \frac{T_{s,e,ev}}{T_{e,e,cd}} \left(1 + \frac{1}{\text{COP}} \right) - 1$$

$\dot{Q}_{ev}$ est la puissance frigorifique ; $T_{s,e,ev}$ et $T_{e,e,cd}$ sont les températures d'eau en sortie d'évaporateur et à l'entrée du condenseur.

Quel que soit le type de modèle utilisé, il faut le valider par comparaison avec des valeurs expérimentales ; pour les modèles empirique et mixte, il est préférable d'utiliser des données différentes de celles qui ont été utilisées pour établir les corrélations.

■ Apprentissage de la détection

La détection est plus simple que le diagnostic dans le sens où l'on se contente de déterminer si les performances de l'installation sont conformes ou non aux valeurs attendues.

Si la différence entre les valeurs mesurées et attendues des paramètres contrôlés est supérieure à une valeur limite $\Delta_{\max}$, un défaut est déclaré. L'évaluation de cette limite (ou seuil de détection) doit répondre aux deux contraintes suivantes :

- taux de détection maximum ;
- taux de fausses pannes minimum.

Les principaux facteurs à l'origine de fausses alarmes sont :

- la précision du modèle, qui est évaluée lors de la validation de ce dernier ;
- la précision des capteurs et du système d'acquisition de données ;
- un seuil de détection trop faible : ce seuil doit au moins prendre en compte la précision du modèle et celle de l'acquisition de données.

Inversement, avec un seuil de détection trop élevé la FDD peut ne pas détecter des pannes avérées.

11.4.2 Diagnostic

La deuxième phase de la mise en œuvre d'une FDD est l'élaboration d'un classifieur permettant de mémoriser les logiques de diagnostic de pannes en analysant les évolutions des variables adaptées à chaque défaut pris en compte par la FDD :

- une dérive d'un signal dans le temps (par rapport à la moyenne) ;
- un résiduel trop élevé ;
- une valeur anormale d'un indice de performances (IP).

En utilisant les données d'apprentissage, on identifie tout d'abord les paramètres les plus sensibles à chaque type de panne à diagnostiquer. Les résiduels correspondant à ces paramètres permettront d'identifier la panne, selon que leur valeur dépasse ou non le seuil de détection. On développe ainsi un algorithme pour analyser le système en défaut. Le concepteur de la FDD programme le savoir faire des techniciens pour le diagnostic des pannes.

11.4.3 Exemple

L'exemple suivant présente la conception d'un outil de FDD appliqué au diagnostic d'une fuite de fluide frigorigène sur un groupe refroidisseur de liquide contenant deux kilogrammes de fluide. Ce choix est justifié par la législation actuelle, qui n'impose pas de contrôle d'étanchéité pour les charges inférieures à 2 kg. De façon générale, dans la littérature, les paramètres les plus utilisés sont : le coefficient de

performance (COP) pour la détection d'un dysfonctionnement, et le sous refroidissement (SR) et la surchauffe (SC) pour le diagnostic d'un manque de fluide. La modélisation de type « boîte noire », a consisté à calculer les coefficients de formes polynomiales à partir de données expérimentales enregistrées sur une plage de fonctionnement donnée. Ces formes polynomiales permettent de calculer le COP, la surchauffe en sortie d'évaporateur et le sous-

refroidissement en sortie de condenseur en fonction des paramètres suivants : température d'eau en sortie d'évaporateur, température d'eau à l'entrée du condenseur, et puissance frigorifique. La figure 11.9 permet de valider le modèle par comparaison entre les valeurs prédites (points) et celles mesurées, pour la puissance absorbée (en haut) et pour le COP (en bas). La validation a été bien sûr effectuée sur d'autres grandeurs.

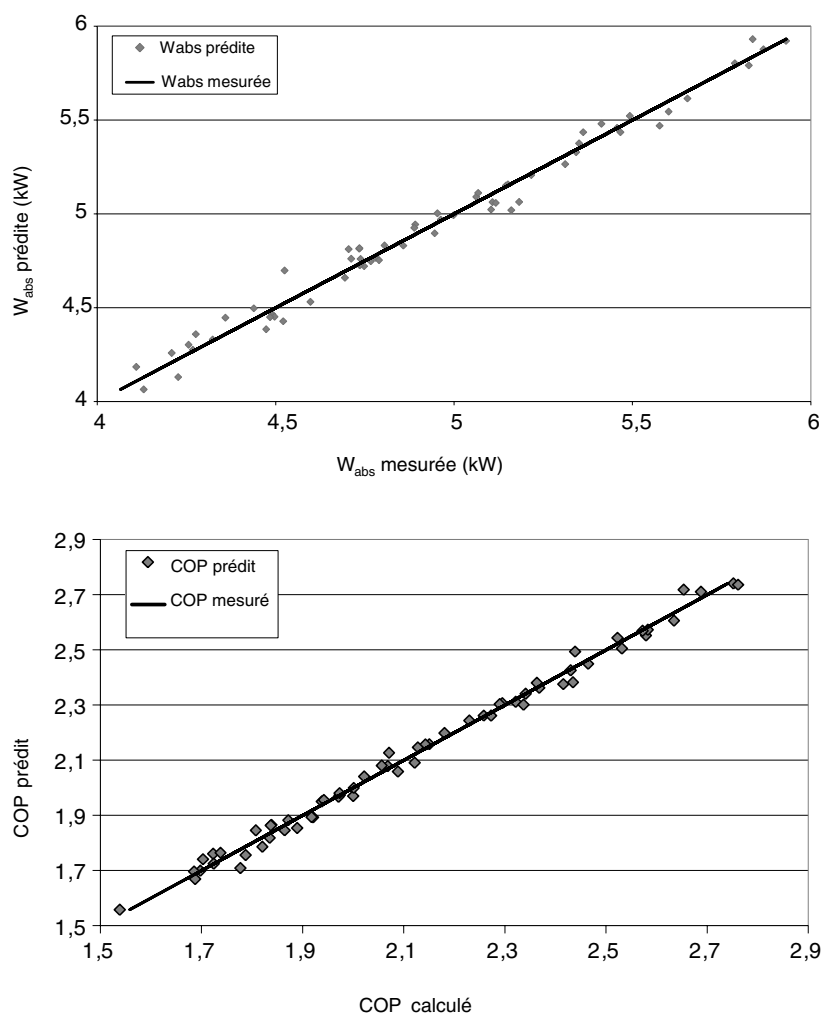


Figure 11.9 – Validation du modèle. Comparaison entre les valeurs prédites (points) et celles mesurées (ligne), pour la puissance absorbée (en haut) et pour le COP (en bas).

Des essais ont été ensuite menés avec différentes charges, simulant une fuite de fluide de 10, 20 et 30 % de la masse nominale, et de nouvelles formes polynomiales ont été établies pour prédire les valeurs de COP, SC et SR dans ces conditions. La figure 11.10 montre que dans le cas d'un manque de fluide frigorigène, le COP ne

varie presque pas avec la charge ; il ne sera finalement pas utilisé pour la détection d'une fuite. Les figures 11.11 et 11.12 montrent l'évolution de la surchauffe en fonction de la puissance frigorifique et de la température de départ eau glacée, pour différentes valeurs de fuite.

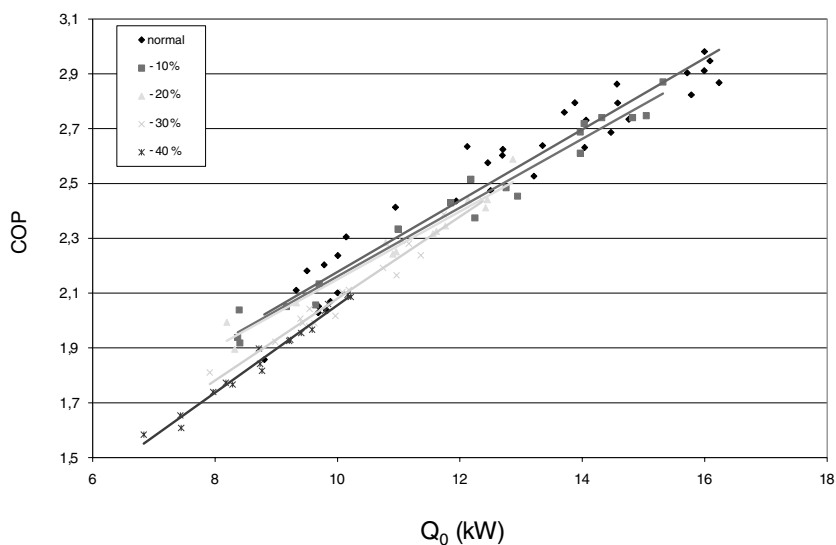


Figure 11.10 – Évolution du COP selon la puissance frigorifique, pour différentes charges en fluide frigorigène.

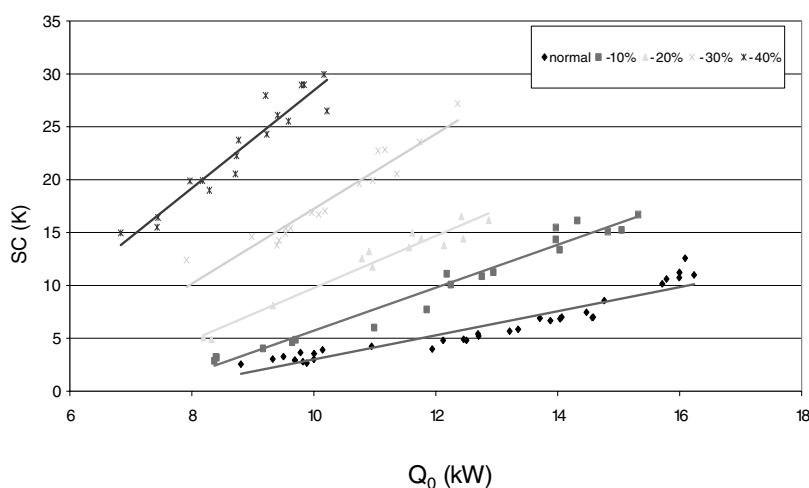


Figure 11.11 – Évolution de la surchauffe selon la puissance frigorifique, pour différentes charges en fluide frigorigène.

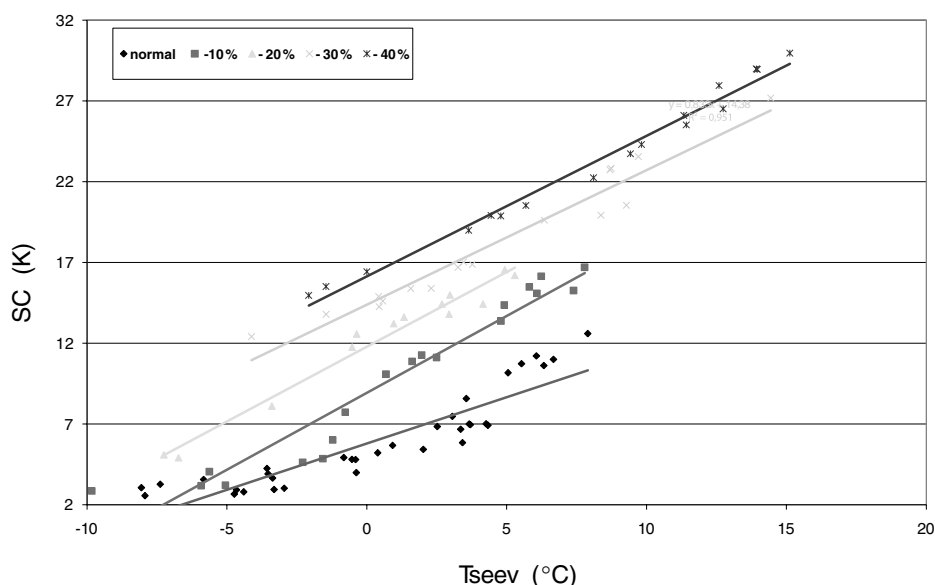


Figure 11.12 – Évolution de la surchauffe selon la température de départ d'eau glacée, pour différentes charges en fluide frigorigène.

On peut finalement estimer les seuils de détection et diagnostic d'une fuite en fluide frigorigène ; ces seuils sont schématisés dans la figure 11.13, qui a permis d'élaborer l'algorithme de diagnostic : quelles que soient les conditions de fonctionnement envisagées dans la plage étudiée, le modèle permet de calculer les valeurs de surchauffe et sous-refroidissement standard. Les résiduels (différence entre les valeurs instantanées mesurées sur l'appareil en fonctionnement et ces valeurs standard) permettent de détecter un dysfonctionnement et de diagnostiquer un manque de fluide. C'est ainsi que tant que le résiduel de surchauffe reste compris entre $+1\text{ }^{\circ}\text{C}$ et $-1\text{ }^{\circ}\text{C}$ et celui du sous-refroidissement, entre $+1,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ et $-2\text{ }^{\circ}\text{C}$, la charge en fluide frigorigène est normale, et l'on ne détecte aucun défaut. Un résiduel du sous-refroidissement compris entre $-2\text{ }^{\circ}\text{C}$ et $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ est caractéristique d'une sous charge en fluide frigorigène d'au plus 10 %...

Les essais de validation doivent permettre de vérifier que l'outil de détection et diagnostic de panne sait reconnaître un manque de fluide, mais uniquement lorsqu'il existe ; par

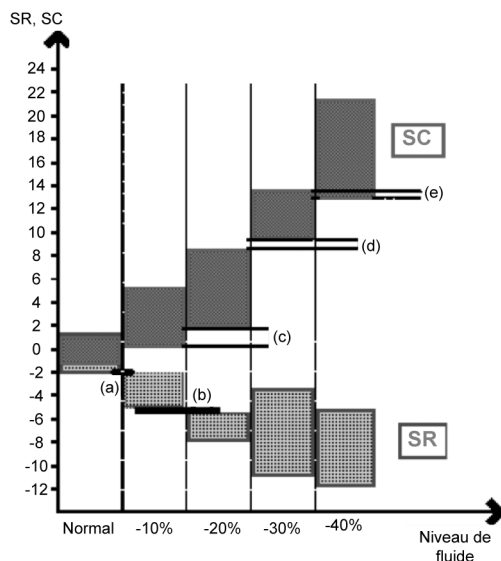


Figure 11.13 – Écarts limites retenus pour la détection/diagnostic de manque de fluide (surchauffe et sous-refroidissement).

ailleurs, si un second dysfonctionnement apparaît, il doit être signalé, mais pas être diagnostiqué comme un manque de fluide. Les cas étudiés sont les suivants :

- fonctionnement normal ;
- manque de charge ;
- fonctionnement normal + détendeur dérégulé ;
- manque de charge + détendeur dérégulé ;
- excès de charge en fluide frigorigène.

Le tableau 11.2 résume les résultats obtenus pendant cette dernière phase. De façon générale, les objectifs sont atteints, puisque l'outil détecte et diagnostique correctement un manque de fluide ; si un dysfonctionnement d'autre nature survient, il est éventuellement détecté, mais il n'est pas identifié comme une fuite de fluide frigorigène.

Tableau 11.2 – Résultats de la FDD.

Quantité de fluide	Charge correspondante		Charge correspondante + défaut (détendeur ouvert)		Charge correspondante + défaut (détendeur fermé)		Charge correspondante + ($T_{\text{secd}} = 44\text{ °C}$)	
	Niveau détecté	Défaut détecté	Niveau détecté	Défaut détecté	Niveau détecté	Défaut détecté	Niveau détecté	Défaut détecté
Normal	Normal	non			Normal	non		
– 5 %	– 10 %	oui			– 10 %	oui		
– 10 %	– 10 %	non	– 20 %	oui	– 10 %	oui	Transition –10/–20 %	non
– 20 %	– 20 %	non			– 10 %	oui		
– 30 %	< – 30 %	non	< – 30 %	non	< – 30 %	non	< – 30 %	non
Surcharge	aucun + dégradation	non						

B

Technologie du froid mécanique

La conception d'une installation frigorifique à compression mécanique de vapeur passe par une étape de dimensionnement (voir le paragraphe sur le dimensionnement d'une machine frigorifique mono-étagée) et de sélection des composants de cette installation. Parmi ces composants, il y en a trois qui jouent un rôle privilégié : d'abord le compresseur mécanique qui est le composant central (le cœur) de l'installation, puis le condenseur et l'évaporateur, ainsi que l'organe de détente dont le choix est également essentiel pour le bon fonctionnement de l'installation ; et sans oublier les autres échangeurs, les réservoirs et les pompes. Une sélection avisée passe nécessairement par une bonne connaissance des technologies existantes ainsi que des évolutions en cours. Dans ce chapitre, une revue aussi exhaustive que possible présente les différentes technologies des composants mis en œuvre dans une installation frigorifique à compression mécanique de vapeur.

12.1 Généralités sur les compresseurs

Les deux types suivants de compression mécanique des vapeurs sont utilisés.

- Compression volumétrique :
 - compresseurs à pistons (alternatifs) ;
 - compresseurs à palettes (rotatifs) ;
 - compresseurs hélicoïdaux ou à vis (rotatifs) ;
 - compresseurs spiroïdaux ou scroll (rotatifs).
- Compression cinétique : compresseurs centrifuges et axiaux (rotatifs).

Si les compresseurs à pistons sont toujours utilisés tant pour les petites puissances (en version hermétique, semi-hermétique ou ouverte) que pour les machines en froid industriel

(machines ouvertes), les compresseurs hélicoïdaux s'imposent de plus en plus en moyenne puissance. Les compresseurs scrolls sont aussi de plus en plus utilisés dans les petites puissances, et leur gamme s'élargit petit à petit.

Dans un premier temps (à partir de 1960 environ), les compresseurs à vis étaient utilisés dans des installations à l'ammoniac (R717), de moyenne et grande puissance ; leur volume engendré était compris entre 800 et 10 000 m³/h. Ils ont ensuite été utilisés avec le R-12, le R-22 et sont maintenant proposés avec les HFC R-134a, R-407C, R-404A, R-507. Dans ces plages de puissance, ils étaient destinés à remplacer des compresseurs à pistons (un compresseur à vis pour deux à trois compresseurs à pistons environ) et ont permis des taux de compression importants au R717.

Le domaine d'application des compresseurs hélicoïdaux s'est progressivement étendu vers celui des compresseurs alternatifs ; en effet, au début des années 1980 sont apparues des machines de 250 à 700 m³/h puis des machines de 100 à 250 m³/h ; actuellement, on trouve des compresseurs de 50 m³/h.

Les principaux arguments en faveur des compresseurs hélicoïdaux sont :

- compacité ;
- moins de vibrations (mouvement unidirectionnel de compression) ;
- possibilité de taux de compression importants avec les fluides subissant un fort échauffement au cours de la compression, tels que l'ammoniac, grâce au débit important et au fort refroidissement de l'huile frigorifique ;
- rendements volumétrique et effectif meilleurs que ceux des compresseurs à pistons standard pour les basses températures d'évaporation (– 35 °C), et de même valeur pour les températures plus élevées (– 15 °C) ; cependant, les

compresseurs à pistons à clapets annulaires évoqués dans le paragraphe sur les rendements des compresseurs présentent des rendements légèrement meilleurs à -15°C , et équivalents à -35°C . Par conséquent, les compresseurs à pistons peuvent dépasser les compresseurs à vis au niveau performances si leur technologie est encore améliorée ;

- peu de pièces constitutives et moins de pièces en mouvement : rapport de 1 à 10 ;
- périodicité d'entretien plus longue (20 000 h à 40 000 h, contre 15 000 h pour les compresseurs à pistons) ;
- moins de sensibilité à la présence de liquide ;
- régulation progressive de 100 à 10 % en général s'adaptant aux besoins.

Il y a lieu cependant de noter quelques points plutôt négatifs en défaveur des compresseurs hélicoïdaux :

- complexité de l'environnement essentiellement due à la présence d'huile (nécessaire pour assurer l'étanchéité et la lubrification du compresseur, mais dont il faut assurer le refroidissement) ;
- coût élevé ;
- rendement à charge partielle dégradé plus nettement que pour les compresseurs à pistons ;
- bruit supérieur dû à des vitesses de rotation élevées et aux bruits du moteur ($\geq 3\,000$ tr/min) ;
- exécution ouverte et semi-hermétique.

Enfin, deux améliorations technologiques ont permis d'éliminer deux autres défauts :

- la possibilité de choisir le taux de compression interne le plus proche possible de la valeur demandée dans le cycle (adaptation du V_i) ;
- la possibilité d'améliorer les performances en utilisant un système de suralimentation appelé *superfeed* ou *économiseur* : cette configuration est à rapprocher des compresseurs bi-étages à pistons (ou compresseurs compound).

12.2 Compresseurs à pistons

Encore largement utilisés dans les appareils de froid domestique (réfrigérateurs et congélateurs), en monoblocs de refroidissement de liquide ou de climatisation, en équipements de

commerces et en agroalimentaire, ils sont cependant concurrencés par les compresseurs à vis dans les installations de moyenne et grande puissance et par les spiroïdaux (ou *scrolls*) dans les basses et moyennes puissances ainsi que dans les pompes à chaleur.

12.2.1 Exécutions usuelles

■ Hermétiques ou non accessibles

L'ensemble moteur et compresseur est dans une enveloppe commune en tôle d'acier, soudée, étanche et rendant l'ensemble inaccessible mécaniquement ou électriquement. Cette enveloppe (carter) retient l'huile frigorigère en sa partie basse. La vitesse de rotation est en général de 1 450 tr/min (entraînement direct par un moteur à 4 pôles) ou 2 900 tr/min (moteur à 2 pôles). Le moteur est le plus souvent situé côté aspiration des gaz et refroidi par ceux-ci. Les cylindrées sont comprises entre 2 et $100\text{ m}^3/\text{h}$. Pour les petites cylindrées, les raccordements du compresseur au reste du circuit

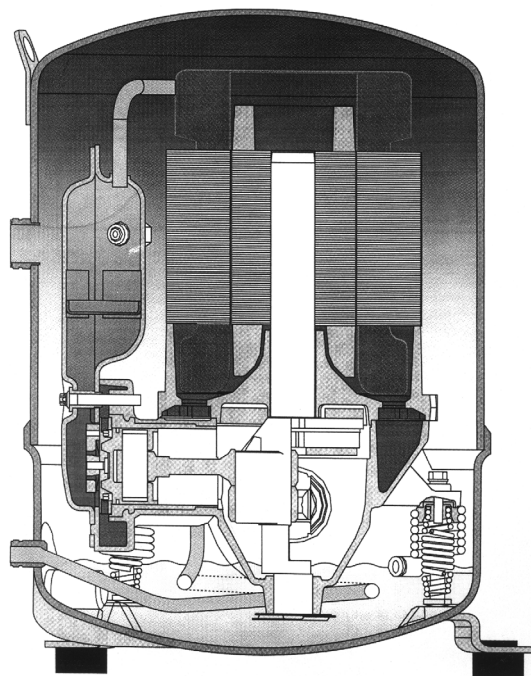


Figure 12.1 – Compresseur à pistons hermétique.

sont des tubes à braser : aspiration, refoulement. Sinon, les compresseurs sont équipés de vannes frigorifiques.

Le moteur (en partie haute du carter) et l'embiellage sont montés sur un arbre commun, le plus souvent vertical ; l'arbre a reçu par usinage des canalisations internes hélicoïdales qui permettent, en fonctionnement, de pomper l'huile frigorifique stockée en partie basse du carter et de l'amener vers les différents points de graissage.

Le circuitage interne de ces compresseurs est optimisé pour satisfaire au mieux les contraintes de bruit (on trouve souvent des silencieux montés au refoulement, dans le carter) et de sécurité du compresseur.

Enfin, les moteurs électriques reçoivent tous les accessoires nécessaires.

Applications des compresseurs hermétiques non accessibles

- Réfrigérateurs et congélateurs domestiques.
- Climatiseurs et pompe à chaleur de petite puissance.
- Refroidisseurs de lait, bière, caves à vins.
- Groupes pour les commerces de détail, machines à glaçons, bars.
- Groupe multicompresseurs pour supérettes et supermarchés.
- Monoblocs et split system de petite climatisation.
- Roof tops pour climatisation, refroidissement et chauffage.

- Pompes à chaleurs, réversibles ou non.
- Équipement monobloc ou bi-bloc de chambres froides.
- Refroidisseurs de liquide de 10 à 50 kW.
- Congélateurs biomédicaux (il s'agit alors de circuits en cascade), banques d'organes, banques de sang.

■ Semi-hermétiques ou hermétiques accessibles

L'ensemble moteur et compresseur est dans une même enceinte étanche (généralement en fonte), mais accessible du côté mécanique (changement de pièces telles que clapets, pistons, etc.) et du côté moteur électrique.

Les applications sont les mêmes que pour les compresseurs hermétiques, mais dans une plage de volume balayé comprise entre 50 à 200 m³/h en général. Cependant, certains constructeurs proposent des machines jusqu'à 500 m³/h environ.

Les compresseurs hermétiques et semi-hermétiques sont utilisés pour tous les fluides frigorigènes à l'exception de l'ammoniac (à cause des enroulements en cuivre des moteurs électriques). Cependant, le constructeur Ilka-Mafa (groupe GEA) propose des compresseurs semi-hermétiques utilisables avec du NH₃ : le moteur est également refroidi par les gaz aspirés et dispose d'enroulements en aluminium.

HC

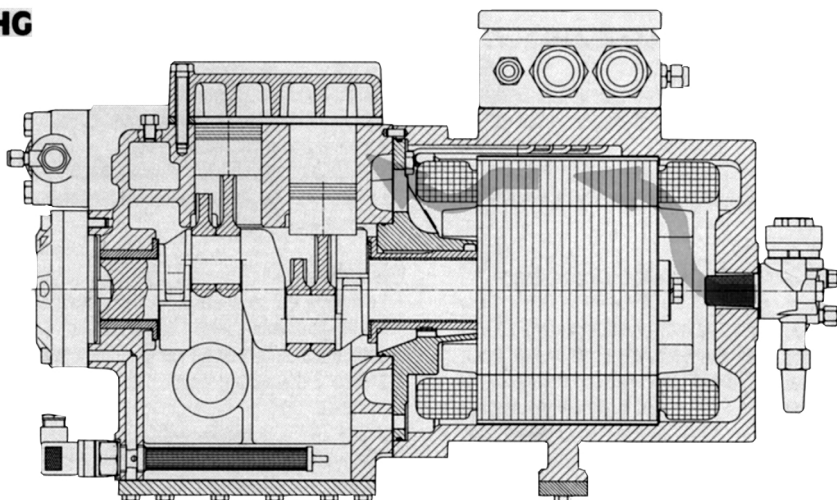


Figure 12.2 – Compresseur semi-hermétique.

B

TECHNOLOGIE DU FROID MÉCANIQUE

Remarque

Avec un compresseur semi-hermétique standard, une cylindrée de 50 m³/h permet de produire approximativement les puissances frigorifiques suivantes :

- 20 kW avec du R-404A au régime - 10 °C/+ 40 °C ;
- 6 à 7 kW avec du R-404A au régime - 35 °C/+ 40 °C.

Une cylindrée de 200 m³/h permet de produire les puissances suivantes :

- 90 kW avec du R-404A au régime - 10 °C/+ 40 °C ;
- 22 kW avec du R-404A au régime - 35 °C/+ 40 °C.

■ Compresseurs ouverts

Le compresseur est indépendant du moteur. Son vilebrequin sort du carter et est équipé d'une garniture d'étanchéité.

Cet arbre peut être accouplé à l'arbre moteur :

- en direct : accouplement flexible semi-élastique ;
- par poulies et courroies : accouplement multi-courroies normalement sans palier extérieur.

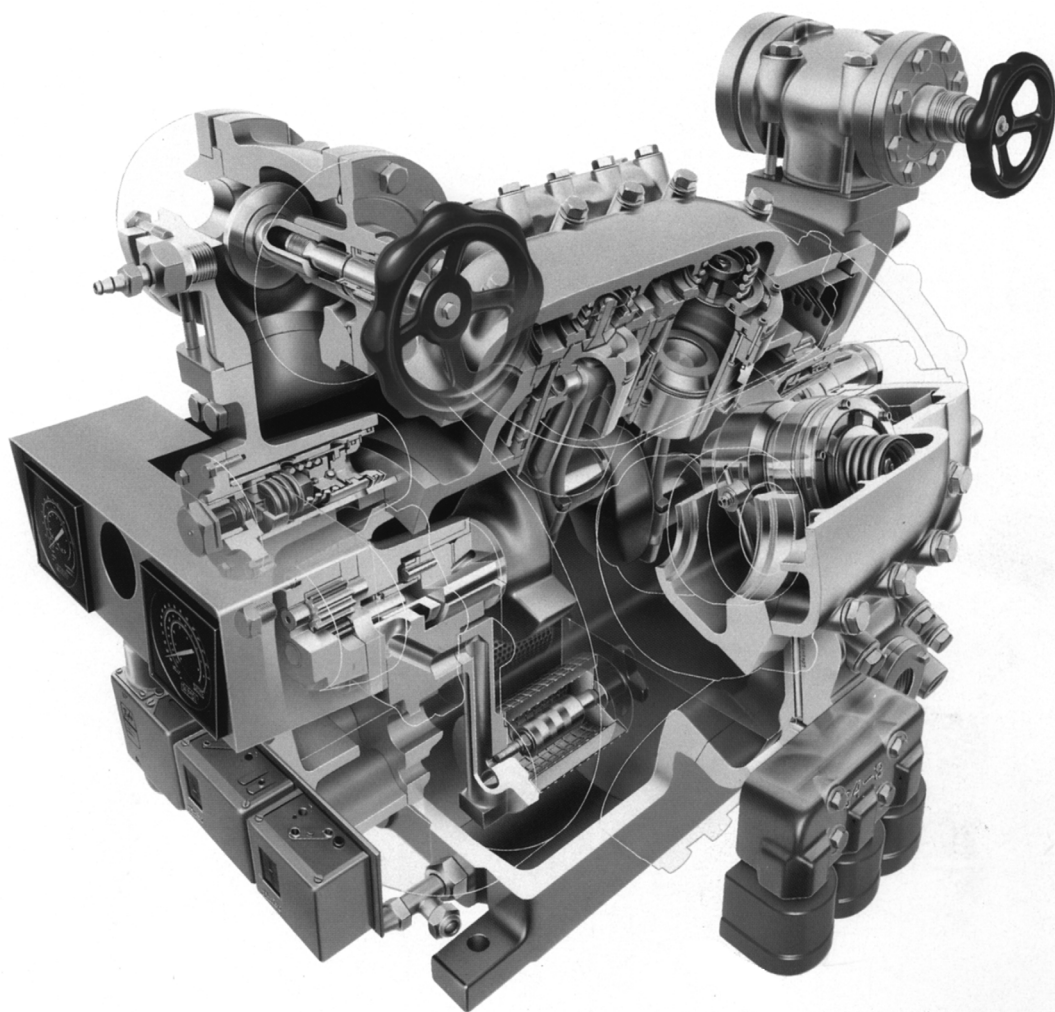


Figure 12.3 – Compresseur à pistons ouvert (Sabroe).

Le moteur d'entraînement est naturellement à 4 pôles (vitesse de rotation 1 450 tr/min). Pour de très gros compresseurs (800 à 1 000 m³/h), la vitesse est limitée à 1 000 tr/min ou même 750 tr/min.

La vitesse de rotation doit, dans certains cas, être limitée selon les conditions de fonctionnement (taux de compression important).

L'entraînement est parfois assuré par un moteur thermique.

12.2.2 Dichotomie du compresseur

Tout compresseur ou moto-compresseur est constitué de deux parties essentielles.

Traitement des vapeurs : cette partie renferme les organes qui réalisent les trois fonctions aspiration, compression et refoulement. C'est la partie dans laquelle l'énergie est transférée au fluide frigorigène.

Partie mécanique : cette partie renferme les organes chargés de transférer l'énergie mécanique fournie par le moteur d'entraînement à la partie traitement des vapeurs. Elle renferme donc :

- le système d'entraînement des pistons ;
- la mécanique de transformation du mouvement circulaire en mouvement alternatif ainsi que les servitudes qui en résultent (graissage, refroidissement) ;
- la garniture d'étanchéité et l'accouplement dans le cas d'un compresseur ouvert ;
- le moteur électrique dans le cas d'un compresseur hermétique (accessible ou non).

■ Traitement des vapeurs

Cette partie se compose de quatre éléments distincts :

- les cylindres ;
- les pistons et la segmentation ;
- les plaques à clapets et les clapets (l'ensemble est parfois appelé soupapes) ;
- les canaux d'admission et d'échappement.

Le choix de l'alésage et le dimensionnement des clapets jouent un rôle important dans les performances des compresseurs. Le meilleur compromis doit en effet être trouvé entre forte section de passage, étanchéité en position fermée, faible inertie et bonne résistance méca-

nique. Les clapets doivent en outre être compatibles avec les fluides et les huiles frigorigènes, et résister aux températures élevées (supérieures à 150 °C). Par ailleurs, leur levée doit être la plus faible possible pour limiter le taux d'espace mort. Enfin, ils ne doivent pas générer de bruit au cours de leur fonctionnement. L'étanchéité des segments est aussi un paramètre important (ce point a été développé au chapitre sur les compresseurs). Les clapets d'aspiration et de refoulement sont montés de part et d'autre de la même plaque à clapets ; il existe différentes géométries de clapets (clapets à languette, clapets annulaires, clapets pastilles...).

La plaque à clapets peut être solidaire du cylindre, mais peut aussi être plaquée par un ressort, ce qui permet son recul en cas de présence de liquide en fin de compression : le bris des clapets est alors évité (système anti-coup de liquide obligatoire au-dessus de 25 m³/h par cylindre).

Des efforts importants de développement sont actuellement menés pour répondre au mieux à toutes les exigences afin de résister à la concurrence des autres technologies de compresseurs.

■ Partie mécanique

Il n'y a pas réellement eu une grande évolution ces dernières années ; après avoir franchi les vitesses de 750 tr/min, les machines ouvertes et semi-hermétiques sont désormais stabilisées à 1 500 tr/min (50 Hz). Les compresseurs hermétiques non accessibles tournent plutôt à 3 000 tr/min. Pour les compresseurs ouverts et hermétiques accessibles, le passage à 3 000 tr/min pose de nombreux problèmes technologiques (vitesses linéaires, clapets) tels que les constructeurs ne semblent pas envisager ce dernier passage mais se tournent vers d'autres solutions (compresseurs rotatifs).

On peut décomposer la partie mécanique en cinq éléments :

- le carter ;
- le vilebrequin, les bielles, la garniture d'étanchéité (pour les compresseurs ouverts) ;
- le système de lubrification ;
- la variation de puissance ;
- le système d'entraînement.

■ Système de lubrification

Pour les compresseurs de faible puissance (quelques kW), la lubrification peut être effectuée par simple barbotage, l'huile étant projetée sur les points à graisser par simple mouvement des têtes de bielle dans l'huile en fond de carter. Ce système peut être amélioré par la mise en œuvre d'un plateau solidaire du vilebrequin et muni d'une « cuiller ».

Les compresseurs de puissance plus importante requièrent la mise en œuvre d'une pompe à huile, placée en bout d'arbre du compresseur. Cette pompe est protégée par un filtre à l'aspiration, et permet d'envoyer le lubrifiant vers les points à lubrifier (paliers, garniture d'étanchéité, segmentation...). La pression régnant dans le carter est donc augmentée de la hauteur manométrique de la pompe (au plus 2 à 2,5 bar).

Les compresseurs sont généralement équipés d'une résistance de carter qui permet de maintenir l'huile en température lors des arrêts, pour éviter qu'une quantité trop importante de fluide frigorigène ne s'y dissolve, ce qui risque de créer un « coup d'huile » au démarrage suivant et abaisse la viscosité de l'huile.

12.2.3 Variation de puissance

■ Nécessité

Toute installation est soumise à des variations de charges thermiques qui se traduisent au niveau de l'évaporateur par des variations du débit de vapeur de fluide frigorigène, lesquelles engendrent des variations de pression d'évaporation qui modifieraient les conditions d'échange des évaporateurs si on laissait les choses en l'état : ainsi, sans régulation spécifique, une diminution de la charge thermique provoque une diminution de la température d'évaporation, avec deux conséquences principales :

- diminution du coefficient de performance de l'installation et augmentation de la température de refoulement ;
- dans le cas de refroidisseurs d'air, risque de déshumidification trop importante et de givrage ou risque de gel pour les évaporateurs refroidisseurs de liquide.

Il faut donc ajuster le débit engendré par le(s) compresseur(s) en fonction d'un signal extérieur (pression, température par séquence électrique par relais) ou par automate programmable.

■ Réalisation

On peut opérer le fractionnement de la puissance totale entre plusieurs machines de moyenne capacité. Cette solution adoptée sur les groupes de production d'eau glacée ou sur les centrales frigorifiques des hyper ou supermarchés présente de nombreux avantages :

- réduction des risques de panne totale ;
- bon coefficient de performance à charge partielle ;
- coût à comparer à celui d'une machine unique ou de deux (sécurité).

■ Variation de la vitesse de rotation

On trouve deux dispositifs principaux :

- des moteurs électriques à deux vitesses (solution utilisable dans le cas de l'entreposage, les deux régimes correspondant à des périodes d'introduction de produits ou à des périodes de stockage sans trafic) ;
- des moteurs à vitesse variable par thyristors ou variateurs de fréquence (solution encore onéreuse à l'heure actuelle mais à recommander sur au moins une machine).

Les compresseurs ouverts peuvent en principe être utilisés dans une plage de vitesse de rotation en dehors de laquelle les performances se dégradent de façon trop importante ; de plus, pour des vitesses trop basses, un défaut de lubrification peut apparaître car la pompe à huile tourne en principe à la même vitesse. Pour des vitesses trop élevées, les problèmes viendront des efforts sur l'embellage, d'une température de refoulement plus élevée, et d'une perte de charge accrue au passage des clapets.

On peut noter aujourd'hui à partir d'une fréquence de 50 Hz des variations de 25 Hz à 87 Hz.

■ Variation de l'espace mort

Ce procédé employé autrefois sur des compresseurs équipés de volumes additionnels est totalement abandonné sur les machines modernes.

■ Court-circuit refoulement/aspiration

Ce procédé anti-économique ne peut être utilisé que sur des machines de faible puissance. S’il est appliqué au niveau du compresseur, il entraîne très rapidement une surchauffe généralisée qui nécessite une injection de liquide détendu à l’aspiration. Par contre, sur un circuit utilisant des compresseurs équipés de systèmes performants de réduction de puissance, il est possible d’annuler totalement la puissance frigorifique résiduelle en injectant directement dans l’évaporateur des vapeurs refoulées, détendues juste en aval du détendeur ; pour les évaporateurs comprenant plusieurs circuits en parallèle, l’injection est effectuée entre le détendeur et le distributeur. Sur un plan pratique, ce système fonctionne parfaitement mais consomme de l’énergie inutilement. On notera au passage que ce système est très souvent utilisé sur les bancs d’essais de production frigorifique des compresseurs (figure 12.4).

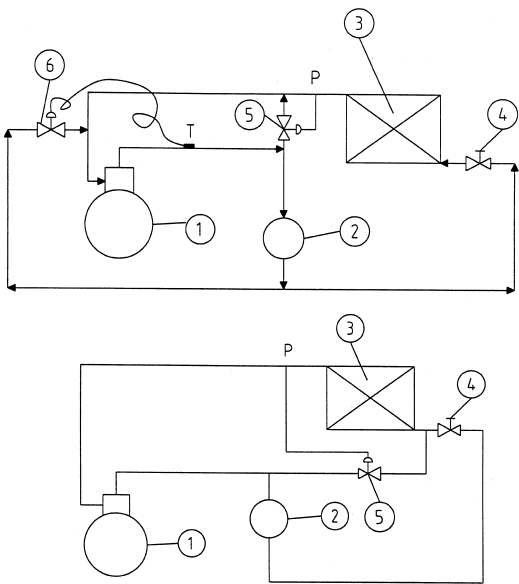


Figure 12.4 – Système de réduction de puissance par injection de gaz chauds.
1 : compresseur. 2 : condenseur.
3 : évaporateur. 4 : détendeur.
5 : vanne d’injection gaz.
6 : vanne d’injection liquide.

■ Court-circuit partiel

Ce procédé était surtout utilisé sur les anciens compresseurs à flux continu et consistait à ouvrir une lumière à mi-course mettant en communication les cylindres avec l’aspiration, de telle sorte que la compression n’est effective qu’au-dessus de cette mi-course. On retrouvera ce procédé dans d’autres types de machines (voir compresseurs à vis).

■ Action sur les clapets d’aspiration

Pratiquement tous les compresseurs industriels peuvent désormais être équipés d’un dispositif bloquant en position ouverte les clapets d’aspiration d’un ou plusieurs cylindres. Le cylindre ainsi traité va donc véhiculer sans le comprimer un certain volume de vapeurs ; sa consommation d’énergie, si elle est très réduite, n’en est pas pour autant annulée. À titre d’exemple, nous donnons ci-dessous pour un compresseur 6 cylindres et un régime fixe donné (θ_0, θ_c), les variations concomitantes de puissance frigorifique $\dot{Q}_0$ et de puissance absorbée $\dot{W}$.

Tableau 12.1 – Comparaison de deux procédés de réduction de puissance : évolution relative des performances d’un compresseur à vitesse variable, puis à cylindrée variable.

	Vitesse (tr/min)			Nombre de cylindres		
	1 150	1 450	1 750	6	4	2
$\dot{Q}_0$	0,80	1	1,18	1	0,66	0,33
$\dot{W}$	0,76	1	1,26	1	0,75	0,45
COP	1,05	1	0,94	1	0,88	0,73

Les modes de réalisation diffèrent d’un constructeur à l’autre, mais le principe reste sensiblement le même ; il s’agit de soulever le clapet d’aspiration avec des poussoirs de telle sorte que le clapet soit déplacé parallèlement à lui-même et avec suffisamment de force pour l’empêcher de battre sur son siège. Les systèmes se différencient sur les moyens à mettre en œuvre pour réaliser cette opération, mais dans tous les cas les poussoirs munis de ressorts antagonistes sont soulevés :

- soit par pression d'huile (figure 12.5) ;
- soit par pression de gaz haute pression ;
- soit par un dispositif mécanique comportant un bras attelé à un système à soufflet lui-même activé par pression d'huile.

■ Création d'un volume nuisible (système Moduload de Copeland, figure 12.6)

La réduction de puissance du compresseur est obtenue en créant un volume nuisible déterminé. La chambre d'aspiration s'ouvre pour laisser passer les vapeurs aspirées, qui exercent alors une pression sur les pistons de commande. Par l'action du ressort, ceux-ci sont

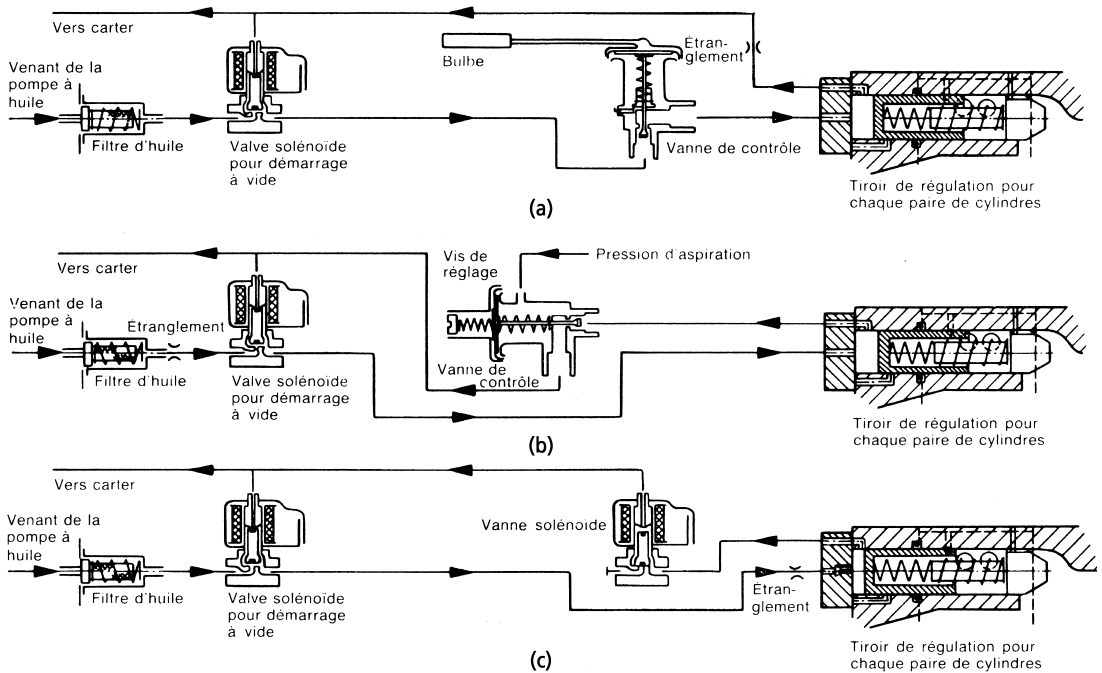


Figure 12.5 – (a) Contrôle de capacité continu avec vanne de contrôle thermostatique.

(b) Contrôle de capacité continu avec vanne de contrôle pressostatique.

(c) Contrôle de capacité en paliers avec une ou plusieurs vannes solénoïdes.

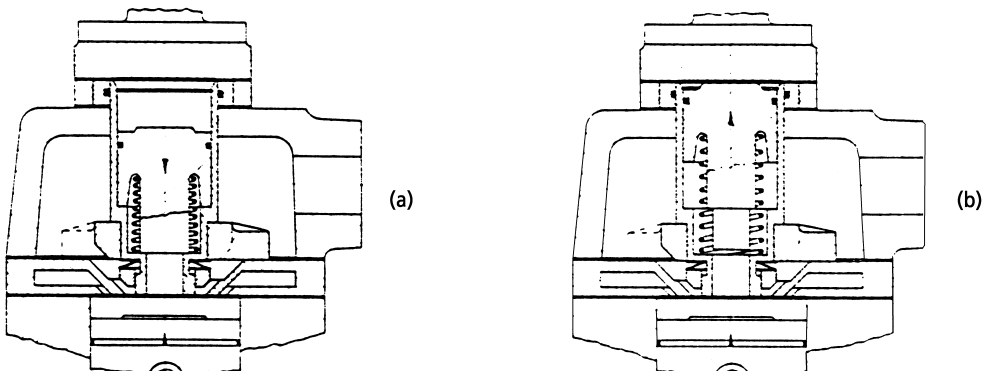


Figure 12.6 – Système Moduload DWM de Copeland : (a) opération pleine ; (b) opération partielle.

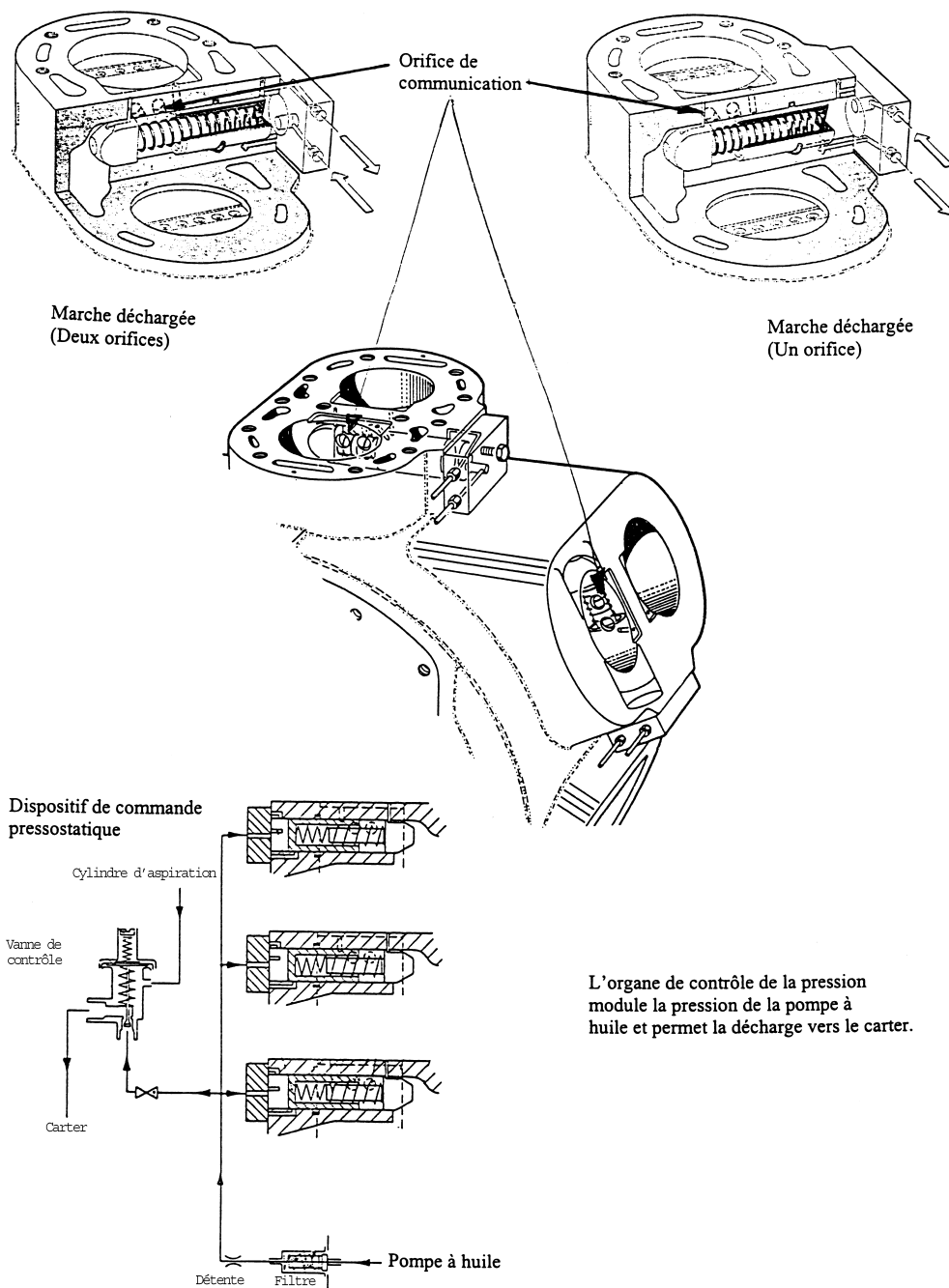


Figure 12.7 – Exemple de réduction de puissance par neutralisation de cylindres.

poussés vers le haut, agrandissant ainsi l'espace nuisible. D'après l'étude des compresseurs à pistons (voir le chapitre sur les compresseurs), cette méthode est bien sûr très préjudiciable pour les rendements du compresseur.

■ Obturation de l'orifice d'aspiration

Une vanne électromagnétique sous tension permet à un servo-piston d'être soumis à la haute pression. Le servo-piston se déplace vers le bas et obture le trou d'aspiration de la plaque à clapet.

■ Neutralisation de cylindres

Cette neutralisation s'opère par communication des cylindres à décharger avec l'aspiration, sans qu'il y ait eu de compression (figure 12.7). Un dispositif mécanique composé d'un piston déplacé par la pression d'huile vient découvrir des orifices dans les chemises, mettant ainsi en communication les cylindres et la zone d'aspi-

ration du compresseur. Deux trous sont prévus par cylindre, un avant la position haute du piston pour le by-pass partiel, l'autre en position haute pour le by-pass total ou démarrage à vide. Le rendement énergétique est bon, car les gaz ne sont comprimés que de la valeur équivalente à la perte de charge dans les orifices de by-pass. Ce dispositif permet deux types de régulation :

- étagée avec commande par électrovanne ;
- continue à commande pressostatique ou thermostatique. La pression d'huile est modulée par l'organe de commande et le piston se déplace en permanence.

Il permet aussi le démarrage à vide.

12.2.4 Démarrage à charge réduite

En déchargeant les cylindres au démarrage, on réduit considérablement le couple du compresseur et l'intensité de pointe au démarrage,

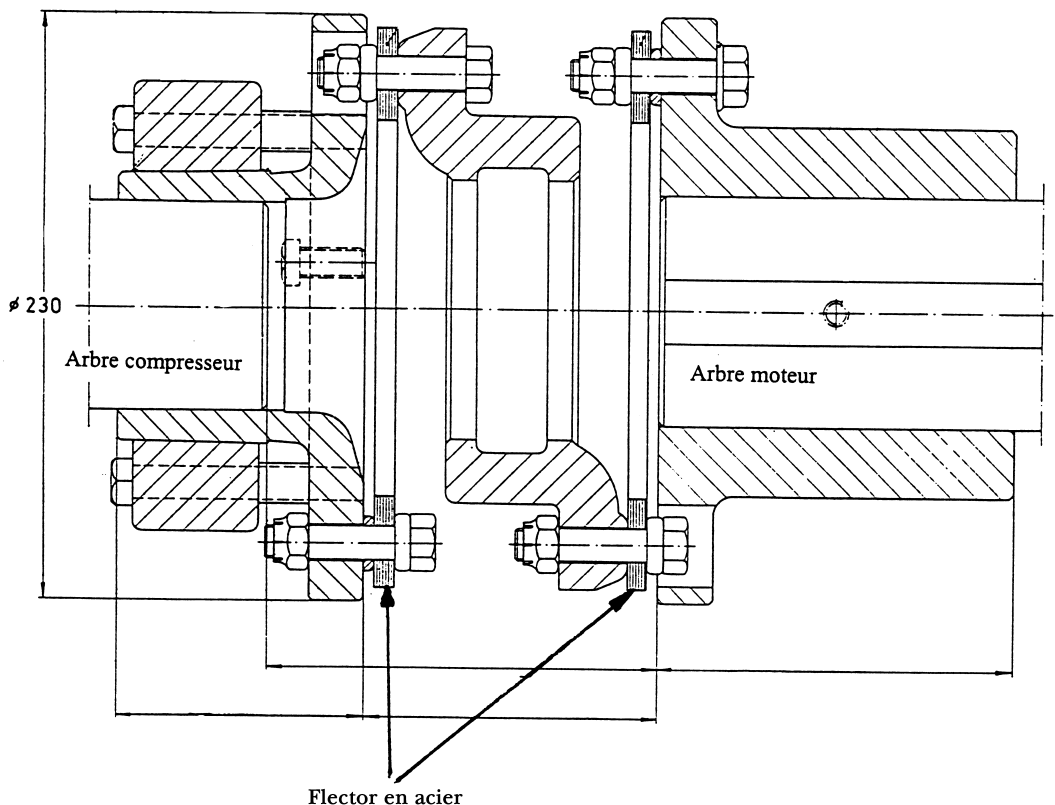


Figure 12.8 – Exemple d'un accouplement direct semi-élastique.

cependant on ne peut les décharger tous, ce qui pose un problème de coût et également un petit problème de commande, car en marche normale il est obligatoire de laisser quelques cylindres actifs, ne serait-ce que pour balayer en gaz froid les cylindres désactivés qui finissent par s'échauffer (laminage du gaz). D'autres constructeurs ont donc imaginé un système global automatique soumis à la pression de graissage, qui est ouvert à l'arrêt et équilibre les pressions dans le compresseur, et qui se referme à la mise en route.

12.2.5 Système d'entraînement (compresseurs ouverts)

Les compresseurs modernes sont généralement entraînés par des moteurs à 4 ou à 6 pôles, ce qui fait que leur vitesse de rotation est voisine de la vitesse de synchronisme pour la fréquence du réseau électrique (50 ou 60 Hz).

La vitesse de synchronisme est égale, au glissement près, au rapport de la fréquence f du réseau électrique et de nombre p de paires de pôles du moteur électrique considéré : $N = f/p$. Ainsi, pour un moteur à 4 pôles alimenté en 50 Hz, on a $p = 2$ et $N = 25$ tr/s, soit $f = 1500$ tr/min.

Le couplage direct au moteur électrique est réalisé par un accouplement élastique, rigide en rotation et qui permet de la sorte un léger déliage. Cet accouplement comprend deux manchons solidaires des arbres moteur et compresseur, reliés par des plots en caoutchouc ou des flectors en acier (figure 12.8). En général, à l'exception de certaines machines à deux cylindres, il n'est pas nécessaire de prévoir un volant d'inertie, la régularité cyclique des machines multicylindriques est bonne et, de plus, le rotor du moteur constitue un volant suffisant.

Lorsque le moteur d'entraînement est un moteur thermique (cas de certaines PAC), il faut étudier sérieusement le couplage des deux machines qui ont des régularités différentes ; dans certains cas un volant peut être nécessaire. L'entraînement par poulies à courroies trapézoïdales peut être adopté dans le cas des machines à gros alésage, avec de faibles vitesses de rotation (750 à 1 000 tr/min) et peu de

cylindres, ou encore pour adapter la vitesse de rotation à la puissance frigorifique requise.

Dans cette réalisation, la présence d'un volant sur le compresseur est nécessaire, le lignage est simplifié, mais il faut veiller à ce que le compresseur possède un palier avant susceptible d'accepter la surcharge due à la tension des courroies, sinon il faut prévoir une extension d'arbre fixée sur le volant et reprise par un palier extérieur.

12.2.6 Compresseurs multi-étagés

En règle générale, l'industrie frigorifique, dans ses applications courantes, ne requiert au maximum que deux étages de compression et peut alors faire appel aux compresseurs dits *compound*. Il existe deux méthodes pour réaliser un compresseur compound : les pistons différentiels et les pistons spécialisés.

■ Pistons différentiels

On trouve encore en fonctionnement des anciens compresseurs Loire ou Sulzer qui utilisaient cette technique aujourd'hui abandonnée. Le piston comporte à cet effet deux alésages différents, par exemple :

- un grand alésage en partie inférieure et qui constitue la partie basse pression ;
- un petit alésage en partie supérieure et qui constitue la partie haute pression. Les soupapes d'aspiration et de refoulement BP sont disposées en haut du cylindre et les soupapes HP sont disposées latéralement et diamétralement opposées.

■ Pistons spécialisés

Les machines multicylindriques, à condition qu'elles aient été étudiées dans cette optique, se prêtent très bien à la réalisation de deux étages de compression, en réservant un certain nombre de pistons en étage basse pression fonctionnant entre la pression d'évaporation et une pression intermédiaire, et le reste en étage haute pression (de la pression intermédiaire à la pression de condensation).

Dans un cycle bi-étagé, on sait que le meilleur rapport entre le volume balayé par l'étage BP et celui de l'étage HP dépend des températures de

fonctionnement (θ_0, θ_c) et de la nature du fluide frigorigène (voir les cycles bi-étages). Il est en général inférieur à 3. Pour les compresseurs compound, il ne peut prendre qu'une valeur entière : soit 3 (par exemple 6 cylindres BP et 2 cylindres HP), soit 2 (4 cylindres BP et 2 cylindres HP).

Pour des pressions d'évaporation et de condensation fixées par le régime externe, la pression intermédiaire est imposée par le rapport des volumes de vapeurs aspirées par chaque étage et sa valeur est indiquée par le constructeur du compresseur.

12.2.7 Compresseurs hermétiques accessibles

Ces machines se placent, à ce jour, en limite basse des compresseurs industriels (moteur d'environ 60 kW en réfrigération et parfois jusqu'à 90 kW en climatisation), mais leur implantation est très importante et rien n'empêche (à part le coût) de développer des machines industrielles de ce type.

Ces compresseurs comprennent deux parties principales :

- le compresseur proprement dit, qui est analogue technologiquement aux compresseurs ouverts ;
- la partie motrice, qui comporte dans un carter étanche le stator du moteur électrique ; le rotor est calé sur l'extension du vilebrequin du compresseur. Le carter du moteur peut venir de fonderie avec le carter du compresseur et dans ce cas il est fermé par un couvercle étanche ; sinon il est flasqué par boulonnage sur le carter du compresseur.

Étant donné la présence d'enroulements en cuivre dans le moteur, ces compresseurs ne peuvent fonctionner qu'avec des fluides compatibles (halogénés, CO_2 , hydrocarbures) qui, débouchant dans le fond du moteur, transitent à travers stator et rotor, et en assurent le refroidissement. Les vapeurs aspirées par le compresseur ont donc une surchauffe plus élevée, ce qui théoriquement devrait entraîner un léger accroissement de la puissance consommée par rapport à un compresseur ouvert, toutes choses égales par ailleurs. Cependant, cette surchauffe

supplémentaire s'accompagne d'un meilleur dégazage de l'huile avant le compresseur, donc de meilleurs rendements : on peut donc considérer que les performances sont globalement équivalentes à celles des compresseurs ouverts. Par ailleurs, l'échauffement des vapeurs au contact du moteur électrique constitue une protection supplémentaire contre les coups de liquide.

À basse température (basse pression), le débit de vapeurs aspirées diminue et le moto-compresseur est mal refroidi de telle sorte qu'il faut prévoir un moto-ventilateur extérieur monté au-dessus du compresseur ou un dispositif à injection/détente de liquide, ou encore utiliser des têtes de culasses refroidies par circulation d'eau.

Du fait de leur compacité, de l'absence de garniture et de leur faible poids, ces machines construites en série sont relativement moins coûteuses que les machines industrielles. Lors de la comparaison, il faut bien tenir compte du fait que dans les machines ouvertes, la puissance absorbée est une puissance mécanique fournie à l'arbre et que dans les machines semi-hermétiques ou hermétiques, il s'agit d'une puissance électrique fournie aux bornes du moteur. Les compresseurs hermétiques accessibles reçoivent les mêmes équipements que les compresseurs ouverts :

- un système de lubrification sous pression ; cependant, certains constructeurs utilisent des dispositifs de lubrification par barbotage ;
- une résistance électrique de réchauffage de carter ;
- un système de variation de puissance et démarrage à charge réduite (si nécessaire).

Ils possèdent en plus des équipements spécifiques au moteur électrique :

- une ou plusieurs thermistances de protection dans les enroulements, ainsi que des sondes de température. Ces dispositifs protègent le moteur contre une surintensité et contre une élévation anormale de la température ;
- une boîte à bornes permettant le démarrage du moteur en direct ou sur demande en étoile-triangle ou à enroulements fractionnés (*part-winding*).

Le jumelage de deux compresseurs semi-hermétiques permet un montage plus compact et une tuyauterie d'aspiration commune : on parle de compresseurs *twin* ou *tandem*.

12.2.8 Compresseurs non lubrifiés ou « secs »

Dans ces machines, seule la chambre de compression ne reçoit pas d'huile, mais la partie mécanique, qui en est séparée, est lubrifiée. Ces compresseurs sont utilisés dans des circuits où la moindre présence d'huile n'est pas tolérable, pour des applications telles que :

- la compression des gaz purs (oxygène, éthylène, CO_2) ;
- les stockages de gaz réfrigérés dans les usines de synthèse (ammoniac, propane, butadiène, chlorure de vinyle, etc.) ;
- les transports de gaz liquéfiés (GPL) ;
- les circuits renfermant des échangeurs sensibles à l'huile (tambours à margarine, surfaces raclées, etc.).

Cependant, il faut signaler que leurs applications se sont trouvées réduites ces dernières années par l'apparition sur le marché de nouveaux filtres à huile à haute efficacité, placés sur le refoulement dans ou après le séparateur d'huile, et qui permettent de limiter la teneur en huile à moins de 5 ppm (parties par million), ce qui donne satisfaction dans la plupart des cas cités ci-dessus.

Un excès d'huile dans les échangeurs peut cependant se produire après un plus long temps de fonctionnement, si l'huile n'est pas régulièrement drainée ou automatiquement retournée.

■ Compresseur à membrane Corblin (figure 12.9)

Ce compresseur est essentiellement composé de deux plateaux creusés d'un évidement de forme conique sur leurs faces d'appui, serrés par des boulons et entre lesquels se trouve pincée une membrane métallique flexible.

Le plateau inférieur est percé de trous qui font communiquer l'espace biconique avec un corps de pompe, le plateau supérieur porte les soupapes d'aspiration et de refoulement. La

pompe est munie d'un piston qui agit sur l'huile dont est rempli le corps de pompe, les mouvements du piston engendrant le mouvement de la membrane flexible et par suite l'aspiration et le refoulement du gaz.

Une petite pompe de compensation reprend les fuites de la pompe principale et les réinjecte pour maintenir en permanence la membrane parfaitement appliquée sur le plateau haut.

La machine peut manipuler des gaz de haute qualité sans les polluer ; sa construction mécanique très soignée et la compression quasi isotherme des gaz lui confèrent des qualités exceptionnelles. Cependant, le volume balayé est relativement faible alors que le coût est élevé, si bien que cette machine est réservée à des applications très spéciales.

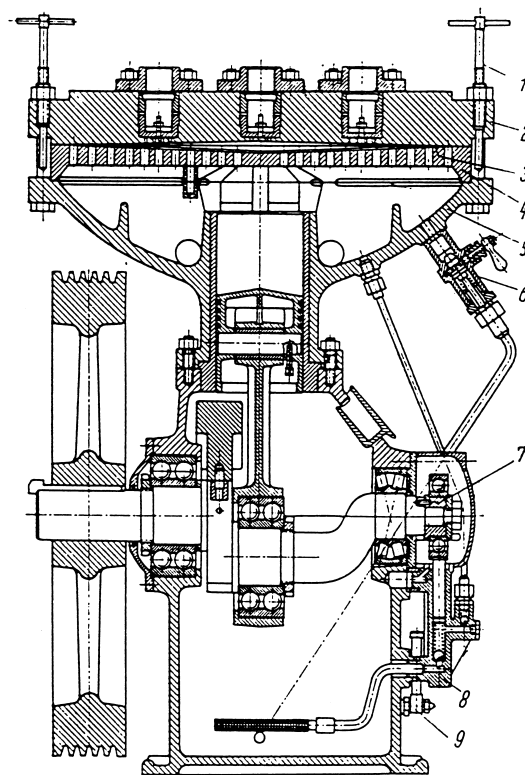


Figure 12.9 – Compresseur Corblin.

- 1 : vis de démontage du plateau supérieur.
- 2 : plateau supérieur. 3 : membrane métallique flexible.
- 4 : plateau à trou (plateau inférieur).
- 5 : plateau à huile. 6 : limiteur de pression.
- 7 : excentrique de pompe compensatrice.
- 8 : pompe compensatrice. 9 : niveau d'huile.

■ Compresseur à labyrinthe (figure 12.10) (compresseur à pistons secs)

Ce compresseur de type vertical et à double effet peut être réalisé en version mono, bi ou tri-étagée ; le carter comprend deux parties : la partie vapeurs et la partie mécanique.

Seule la partie vapeurs présente une originalité en ce sens que le piston se déplace dans le cylindre sans contact avec la chemise, ce qui permet de supprimer totalement le graissage en ayant éliminé le frottement.

Le piston à double effet en alliage d'aluminium est porté par une tige de bielle qui est guidée avec

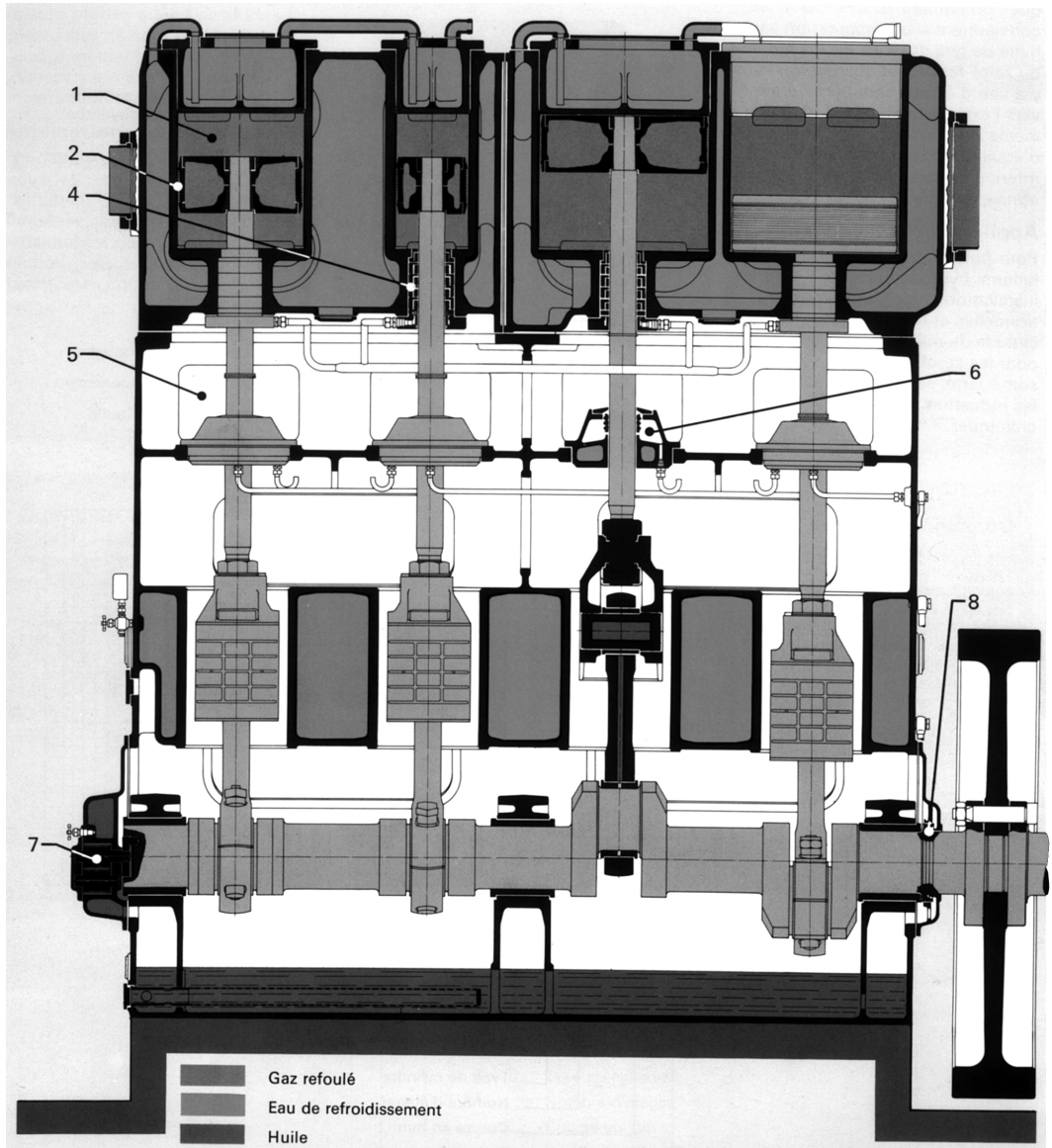


Figure 12.10 – Compresseur à labyrinthe à trois étages (Sulzer). 1 : cylindre. 2 : piston à labyrinthe. 4 : garniture de tige de piston. 5 : entretoise. 6 : guidage de la tige et racleur d'huile. 7 : pompe à huile de graissage. 8 : garniture d'étanchéité sur l'arbre-manivelle.

précision ; sa surface est munie de rainures circulaires formant des labyrinthes. Le cylindre, refroidi par circulation d'eau, est également muni de rainures usinées sur sa surface interne. Les vapeurs refoulées qui tendent à vouloir circuler par différence de pression entre les deux surfaces subissent des pertes de pression par effets tourbillonnaires dont l'importance est telle que le débit de fuite est très réduit mais non annulé.

Les soupapes sont montées latéralement et diamétralement opposées sur les deux espaces de compression. La base du cylindre laisse passer la tige de bielle à travers une garniture d'étanchéité constituée d'anneaux en graphite portant des labyrinthes ; les fuites de vapeurs sont récupérées dans une chambre intermédiaire et renvoyées à l'aspiration. Cette chambre d'aspiration est traversée par la tige de bielle et comporte un système d'étanchéité-raclage qui empêche l'huile du carter de remonter vers l'espace de compression par capillarité, le long de la tige du piston.

Cette tige est guidée par un palier placé près du système d'étanchéité et par une crosse coulissante. Ces points sont graissés à partir de l'huile puisée dans le carter qui renferme le vilebrequin et la bielle attelée à la tige de piston ; ce carter est fermé par des portes étanches. Tous les points critiques sont visibles au moyen de portes démontables. Ce compresseur particulièrement robuste a été très largement utilisé ces dernières années sur les navires de transport de gaz liquéfiés (ammoniac, butane, propane, méthane...) ainsi que sur des stockages terrestres de gaz liquéfiés ou enfin en fabrication de crème glacée (évaporateurs spéciaux). Il est utilisé également pour la compression de composants gazeux de l'air (oxygène, hélium).

■ Compresseurs à segments spéciaux Quiri (figure 12.11)

La partie vapeur n'est pas lubrifiée et ressemble, dans son ensemble, à ce qui est décrit pour les compresseurs à labyrinthe, mais dans ce cas les pistons comportent des segments en Téflon graphité ou chargé de verre. Le piston à double effet est mu par une tige guidée par une crosse et un palier avec des barrages d'huile efficaces.

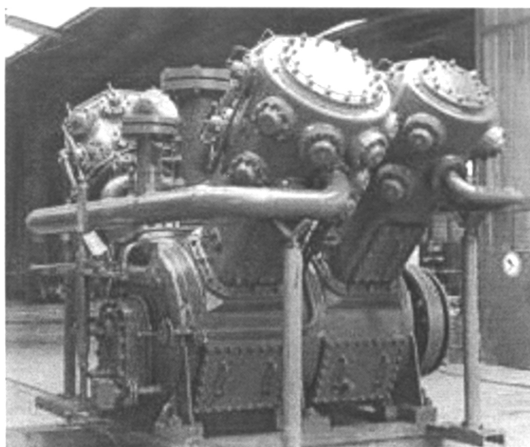


Figure 12.11 – Compresseur à segments spéciaux Quiri.

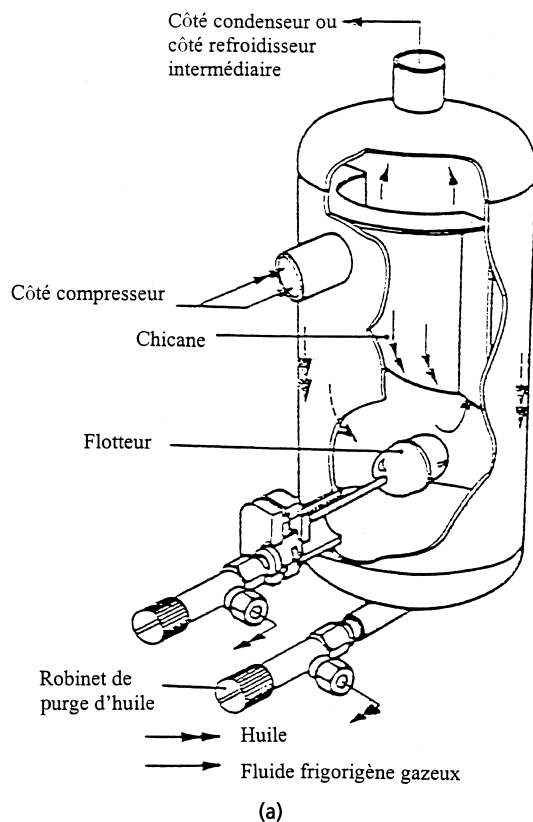
Le carter peut recevoir des cylindres en V ou en W et renferme le système vilebrequin-bielles ainsi que la pompe de lubrification. Le Téflon utilisé pour la construction de la segmentation possède une inertie chimique exceptionnelle, de bonnes propriétés autolubrifiantes et un très faible coefficient de frottement.

12.2.9 Périphériques du compresseur

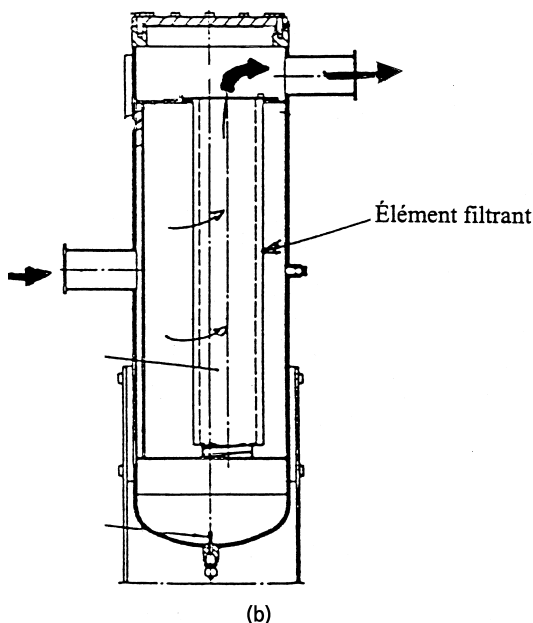
■ Séparateur d'huile (compresseurs lubrifiés) (figure 12.12)

Cet appareil est placé au refoulement des compresseurs ; il a pour fonction de séparer le maximum de l'huile entraînée avec le fluide frigorigène puis de la ramener dans le carter. Il n'existe pas de séparateur efficace à 100 % pour les raisons suivantes :

- il est en principe dimensionné pour le régime de fonctionnement nominal de l'installation frigorifique, et son efficacité est alors optimale ; lorsque le débit de fluide frigorigène diminue (soit à cause d'un changement de régime, soit lors d'un fonctionnement en réduction de puissance), l'efficacité du séparateur décroît ;
- au refoulement, l'huile est très chaude et se présente sous forme d'aérosols ; elle ne peut être séparée que si sa température est abaissée et que l'aérosol est ramené à l'état de gouttelettes dont la masse volumique est importante vis-à-vis de celle des vapeurs de frigorigène.



(a)



(b)

Figure 12.12 – Séparateur d'huile : (a) avec déflecteur ; (b) avec cartouche.

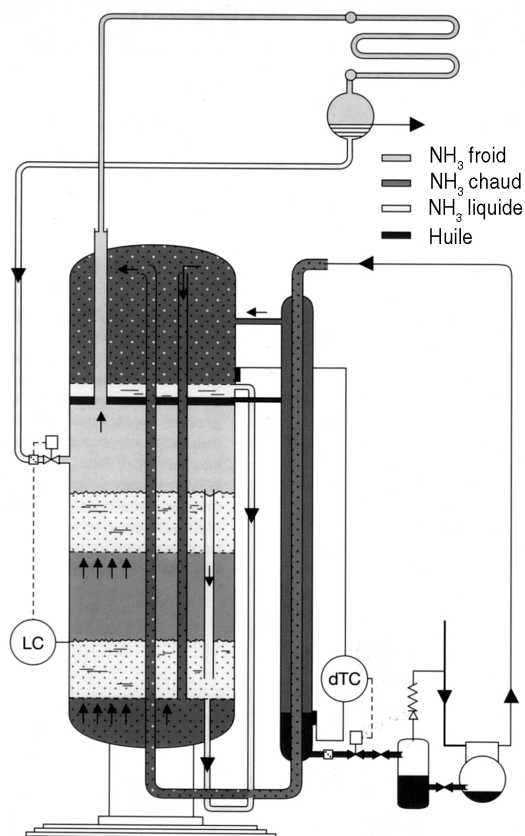


Figure 12.13 – Séparateur d'huile (Grasso).

Les principes de séparation sont en effet fondés sur des effets de différences de masse volumique entre les vapeurs de fluide frigorigène et les gouttelettes d'huile refoulées par le compresseur, et de vitesses relatives. Les dispositifs suivants peuvent être utilisés :

- centrifugation ;
- grossissement des gouttes d'huile (augmentation de l'effet gravitaire) ;
- variation de vitesse (éclatement, chute de vitesse) ;
- changement de direction.

Les séparateurs d'huile sont constitués d'un corps cylindrique vertical ou horizontal renfermant :

- des tôles chicanes (figure 12.12a) ;
- des remplissages de corps creux (anneaux) ;

– des galettes de métal tissé ;
 – des cartouches coalescentes (figure 12.12b).
 L'huile séparée s'accumule en partie basse du réservoir, d'où un robinet à flotteur la réintègre au carter ou à la réserve d'huile grâce à la différence de pression qui existe entre le refoulement et le carter (voir carter et compresseur multiétagés). δp_h représente la hauteur manométrique de la pompe à huile. Le séparateur d'huile est indispensable avec le R-717 (ammoniac), mais peut être évité dans certains circuits simples utilisant les fluides halogénés (et dans lesquels la vitesse du fluide frigorigène est suffisante en tout point pour assurer le retour d'huile au compresseur, et qui ne contiennent pas de points de décantation).

Pour certaines applications dans lesquelles on souhaite des entraînements d'huile inférieurs à 10 ppm, on peut installer deux séparateurs d'huile avec refroidissement des vapeurs entre les deux, ou encore des séparateurs à lavage de gaz (par exemple, système Grasso, figure 12.13).

■ Appareils de mesure

Ils demeurent indispensables pour vérifier les conditions de fonctionnement du compresseur. Manomètres ou capteurs de pression :

- aspiration ;
- refoulement ;
- circuit d'huile.

Thermomètre ou sondes de température :

- aspiration ;
- refoulement ;
- circuit d'huile.

Dans le cadre d'une télégestion ou simplement d'une télésurveillance des groupes de compression, des capteurs de températures et des capteurs de pression pour l'acquisition de données sont installés. Dans ce cas, les données de fonctionnement peuvent être enregistrées, stockées, archivées.

■ Sécurités

Ces dispositifs sont nécessaires pour protéger les machines contre des anomalies de fonctionnement :

- ressort anti-coup de liquide (voir législation) sur les plaques à clapets ;
- soupapes de sécurité HP/BP (voir législation) avec information sur leur fonctionnement (disque de rupture ou lecture de pression aval) et note de calcul ; de façon générale, chaque élément de circuit isolable par deux vannes manuelles doit être protégé par une soupape de sécurité ;
- pressostats haute et basse pression avec certification d'essai pour le HP ;
- pressostat différentiel d'huile sur la pompe de graissage (à effet retardé par temporisation : en effet, au démarrage du compresseur, il faut admettre un délai avant que la surpression ne soit établie dans le circuit de lubrification) ;
- thermostats provoquant l'arrêt du compresseur en cas de température de refoulement anormalement élevée ;
- chauffage de l'huile du carter par résistance électrique, avec commande éventuelle par thermostat, pour éviter les coups d'huile au démarrage après un arrêt prolongé (voir solubilité des lubrifiants) ;
- température d'huile minimale et maximale :
 - limite basse : il s'agit d'une protection au démarrage du compresseur. En effet, en théorie, une huile pure trop froide voit sa viscosité augmenter ; en pratique, dans un circuit frigorifique, cette huile trop froide a dissout une quantité importante de fluide frigorigène et sa viscosité est en fait souvent trop basse pour assurer une lubrification correcte ; par ailleurs, et c'est le point essentiel, le risque de coup d'huile est très important ;
 - limite haute : la viscosité de l'huile est trop faible pour assurer une lubrification satisfaisante ;
- contrôle du débit d'eau dans le cas d'évaporateurs à eau et/ou thermostat anti-gel (pour éviter la prise en glace et l'éclatement des tubes) ;
- temporisation anti-cycle court ;
- bouteille anti-coup de liquide.

12.3 Hélico-compresseurs ou compresseurs à vis

12.3.1 Rappels historiques

En 1878, l'ingénieur Grigar invente, construit et brevète une machine tournante déplaçant positivement un gaz au moyen de rotors hélicoïdes.

En 1930, le Suédois Alf. J.R. Lysolm, ingénieur en chef à la Société de turbines à vapeur Llundstrom, redépose un brevet qui décrit la machine ci-dessus comme un compresseur de gaz. En 1934, l'organisation suédoise de recherche Svenska Rotor Maskiner (SRM) reprend la machine et en assure le développement. Il s'agit d'un « bi-rotor ».

En 1946, la société écossaise James Howden achète la licence de fabrication des compresseurs auprès de la SRM. Par la suite, d'autres sociétés acquièrent la même licence et les hélico-compresseurs sont désormais construits dans les pays suivants : Allemagne, Japon, Suède, Royaume-Uni, États-Unis, Danemark, Argentine, Italie, Corée, Taiwan...

1950 : Mise au point des machines à usiner les rotors par la société anglaise Holroyd.

1955 : Injection d'huile dans les rotors ; la voie est désormais ouverte au développement du compresseur lubrifié.

1958 : Premiers articles techniques sur ces machines appliquées au froid industriel.

1960 : Un ingénieur français, M. Zimmermann, invente un compresseur mono-rotor, en assure les premiers développements et crée la société Omphale.

1961 : Création du premier compresseur frigorifique français bi-rotor par la société alsacienne de constructions mécaniques et le département frigorifique Loire des Chantiers de l'Atlantique.

1962 : Loire construit son premier groupe de refroidissement d'eau avec un compresseur à « vis ».

1962-1963 : M. Zimmermann procède aux premiers essais de son mono-rotor sur un compresseur d'air de 8 kW.

1964-1968 : En France, CLM développe l'application du mono-rotor aux compresseurs d'air stationnaires ou mobiles.

1965 : Loire construit un groupe mobile de refroidissement d'hydrocarbures avec les caractéristiques suivantes :

- hélico-compresseur (Loire, SACM) ;
- fluide frigorigène : propane ;
- puissance sur l'arbre : 800 kW ;
- vitesse : 6 000 t/min ;
- entraînement par turbomoteur Turbomeca TurmoIHC2 1 000 kW.

1970 : Les rotors à profil asymétrique remplacent les rotors à profil symétrique sur le bi-rotor.

1973 : Mise au point de la suralimentation (économiseur).

1975 : Apparition sur le marché des compresseurs mono-rotors fabriqués par deux licenciés de la société Omphale :

- Grasso en Hollande (ils ne sont actuellement plus fabriqués et ils sont remplacés par des bi-rotors suite au rachat de Kuhlautomat) ;
- HTI (Hall Thermotank) en Angleterre.

De 1976 à nos jours : Important développement mondial des compresseurs à vis dans tous les domaines du froid.

1980 : Une nouvelle génération de compresseurs à vis de petite et moyenne puissance (150 à 700 m³/h) apparaît dans différents pays et vient recouvrir le domaine des compresseurs à pistons de moyenne puissance. Le dispositif bi-rotor est largement majoritaire, mais on trouve également des mono-rotor, en mono ou bi-satellite (Hall, Daikin, Vilter).

Jusqu'à cette date, les compresseurs à vis étaient de type ouvert. Avec la réduction de taille (aujourd'hui 50 m³/h), les compresseurs sont majoritairement semi-hermétiques et parfois hermétiques (Bitzer, Daikin, Hartford/DB, Fu-Sheng, Hambell, Trame Carrier, Frascold, York...).

12.3.2 Principes fondamentaux

■ Description du compresseur bi-rotor (figure 12.14)

Le compresseur à vis est une machine rotative dans laquelle la variation du volume occupé par le fluide et son transfert sont obtenus par le déplacement relatif de deux mobiles en rotation continue à l'intérieur d'un « cylindre » de forme appropriée.

Les deux mobiles ou rotors ont des profils conjugués, l'un formant des lobes (rotor mâle),

Tableau 12.2 – Combinaisons nombre de lobes/nombre d'alvéoles utilisés.

	Rotor mâle Nombre de lobes	Rotor femelle Nombre d'alvéoles
Basse pression	3	4
Moyenne pression	4	6 (disposition courante à l'origine)
	5	7 (plus fréquent)
Haute pression	6	8

l'autre formant des alvéoles (rotor femelle). Ces profils sont décalés le long de l'axe de la machine suivant une hélice à pas constant, d'où le nom de la machine.

Le cylindre ou stator a une section formée de deux cercles sécants. Il entoure étroitement les deux rotors avec un jeu très faible tant sur la périphérie que sur les fonds. Aux deux extrémités du stator, sont aménagées deux lumières

de sections différentes : aspiration et refoulement du gaz. Les rotors peuvent être réalisés avec des nombres de lobes et d'alvéoles variables ; les combinaisons couramment utilisées sont présentées dans le tableau 12.2.

■ Principe de fonctionnement

Les vapeurs emprisonnées entre un lobe, une alvéole et le carter sont à la fois comprimées par

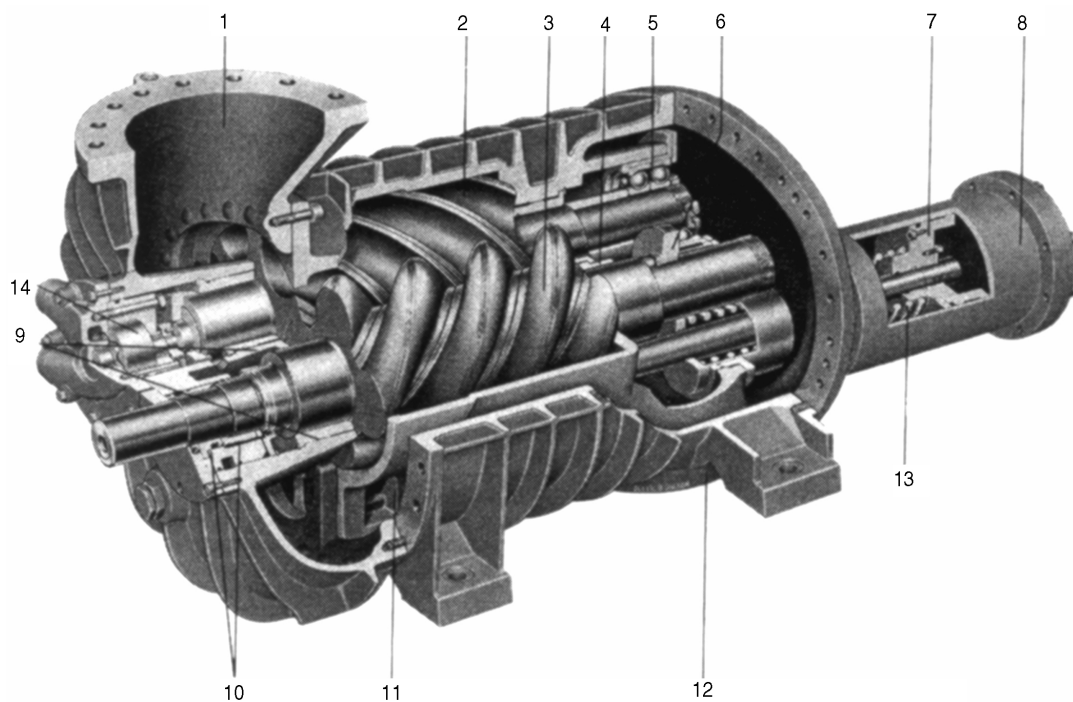


Figure 12.14 – Coupe d'un compresseur birotor. 1 : aspiration. 2 : rotor secondaire femelle. 3 : rotor primaire mâle. 4 : palier lisse. 5 : roulement axial. 6 : piston d'équilibrage. 7 : piston de commande pour tiroir de régulation. 8 : cylindre de régulation. 9 : paliers lisses. 10 : garniture d'étanchéité. 11 : retour des gaz en régulation de capacité. 12 : refoulement. 13 : ressort de rappel. 14 : pompe à huile.

réduction du volume et déplacées lors de la rotation des rotors depuis la section d'entrée (aspiration) jusqu'à la section de sortie (refoulement). Simultanément une autre alvéole est remplie de vapeurs qui se trouvent également comprimées, translatées puis refoulées. La suite continue des alvéoles qui défilent ainsi devant l'aspiration et le refoulement assure un débit continu de fluide (à la différence des compresseurs à pistons, qui produisent un débit pulsé). Les volumes interlobaires se suivent à des pressions décroissantes depuis la pression de refoulement jusqu'à la pression d'aspiration. On peut décomposer le fonctionnement en trois phases successives se déroulant lors d'une rotation complète de l'arbre moteur (figure 12.15a, b et c) :

- (a) phase de remplissage de l'alvéole ouverte où l'aspiration se fait radialement et axialement, puis fermeture de l'espace interlobaire. Pour une alvéole, le volume théorique de vapeurs aspirées (volume balayé) est égal au volume occupé par ces dernières immédiatement après leur isolement de la tubulure d'aspiration ;
- (b) phase de transfert du volume de vapeurs emprisonnées avec compression, jusqu'à l'ouverture de l'alvéole sur l'orifice de refoulement ;
- (c) phase de refoulement à travers l'orifice correspondant et la canalisation qui lui fait suite. Le refoulement est axial et radial. Le volume géométrique des vapeurs refoulées est égal au volume occupé par ces dernières juste avant ouverture vers la tubulure de refoulement. En fin de refoulement, il reste un petit volume de vapeurs non expulsées, qui sont détendues dans l'alvéole, lorsqu'elle passe devant l'ouverture d'admission. Ces vapeurs restantes, associées aux fuites interlobaires et entre lobes et carter, sont à l'origine d'une diminution du volume de vapeurs aspirées par rapport au volume balayé ; la notion de rendement volumétrique s'applique donc aussi aux compresseurs à vis.

Au cours des dernières années, les efforts des concepteurs de machines se sont portés sur l'amélioration, voire même la modification pro-

fonde, des rotors pour obtenir un meilleur profil de lobe et réduire cette perte (profil asymétrique, amélioration de l'engrènement des rotors, étanchéité interne, refroidissement et séparation de l'huile).

■ Rendement de compression

Dans cette machine, il n'y a pas de clapets d'aspiration ni de refoulement, uniquement deux orifices dont les sections diffèrent, ce qui conduit à des volumes aspirés et refoulés dans les lobes différents. On définit, pour une machine donnée, le V_i qui est le rapport entre les volumes aspirés et refoulés.

Rappelons que pour une masse donnée de gaz parfait, au cours d'une compression adiabatique réversible (donc isentropique), le volume V et la pression P évoluent de telle sorte que :

$$PV^\gamma = \text{cte}$$

où $\gamma = \frac{c_p}{c_v}$ est le rapport des capacités thermiques massiques du gaz respectivement à pression et à volume constants.

Par ailleurs, toujours pour une compression réversible d'un gaz parfait au cours de laquelle il échange de la chaleur avec l'environnement (le cylindre d'un compresseur par exemple) dans une transformation polytropique, on définit un coefficient de compression polytropique tel que :

$$PV^n = \text{cte}$$

Ce coefficient n est généralement déterminé par des mesures expérimentales.

Pour le compresseur à vis considéré, le rapport des volumes à l'aspiration et au refoulement étant égal à V_i , si la compression est polytropique, on doit donc avoir :

$$\begin{aligned} P_{\text{asp}} V_{\text{asp}}^n &= P_{\text{ref}} V_{\text{ref}}^n \\ \Rightarrow \tau = \frac{P_{\text{ref}}}{P_{\text{asp}}} &= \frac{V_{\text{asp}}^n}{V_{\text{ref}}^n} = V_i^n \text{ fluide frigorigène} \end{aligned}$$

La géométrie du compresseur, ou plus particulièrement son rapport de volumes V_i (ou volume ratio), impose une valeur fixe du taux de compression, que l'on appelle le *taux de compression intrinsèque* π_i ou *pressure ratio*. Ce dernier dépend aussi du fluide frigorigène et de la qua-

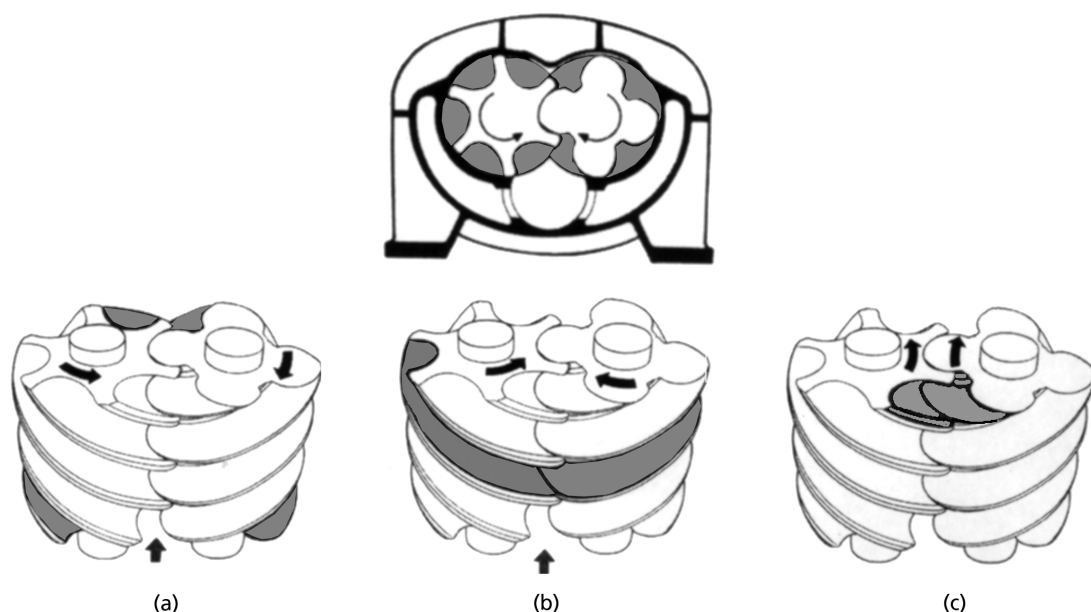


Figure 12.15 – Principe de fonctionnement du compresseur à vis birotor.

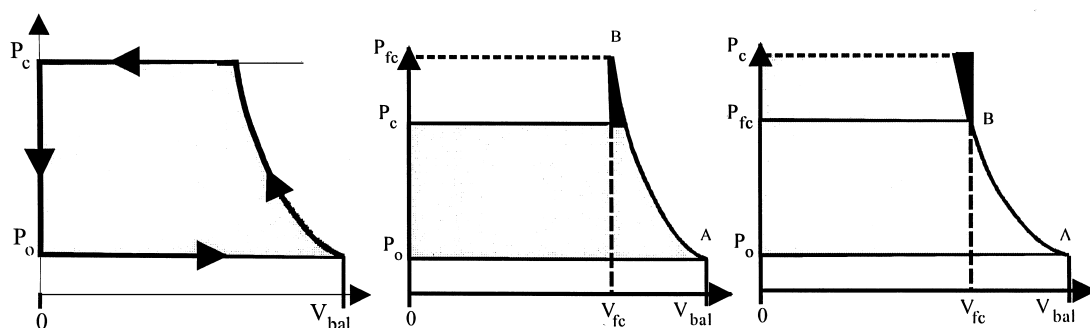


Figure 12.16 – Diagramme indicateur d'un compresseur à vis : à gauche, le taux de compression intrinsèque π_i est égal au taux de compression du cycle ; au centre, le taux de compression intrinsèque π_i est plus grand, et la pression de refoulement du compresseur (p_{fc}) est donc supérieure à la pression de condensation p_c ; à droite, le taux de compression intrinsèque π_i est inférieur au taux de compression du cycle.

lité du refroidissement du compresseur, au travers du coefficient polytropique. Si dans les conditions opératoires, on s'écarte de ce taux de compression interne, il y aura un léger dysfonctionnement qui se traduira par une perte de rendement du compresseur.

Si le taux réel à accomplir est plus faible que le taux nominal qui se réalise de toute façon, pour

une pression d'aspiration donnée, les vapeurs quittent le compresseur sous une pression supérieure à la pression régnant dans la partie HP, et subissent une détente : le triangle gris montre l'énergie fournie inutilement au fluide par le compresseur (figure 12.16). Bien évidemment, le rendement effectif diminue. Inversement si le taux réel est plus élevé, lorsqu'une alvéole passe

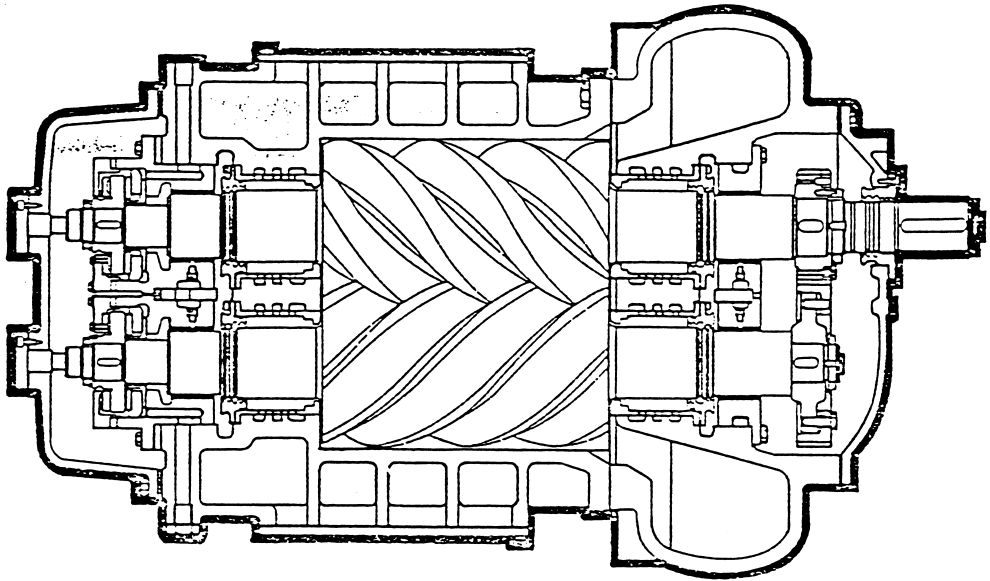


Figure 12.17 – Compresseur sec.

devant l'orifice de refoulement, se produit une réintroduction de vapeurs venant de la tubulure de refoulement : il y a aussi perte de rendement. Fort heureusement, les pertes de part et d'autre, dans un domaine restreint de taux de compression, sont assez faibles et tolérables.

Si ce domaine s'étend, il n'en est plus de même ; c'est la raison pour laquelle il est prévu que, pour chaque machine, on puisse choisir entre environ trois ou quatre valeurs différentes de V_i . On retiendra celui qui correspond au taux de compression qui présente la plus grande probabilité de fonctionnement. Dans ces conditions, les rendements indiqués des compresseurs à vis se rapprochent de ceux des compresseurs à piston, et ces rendements se détériorent relativement peu lorsque le taux de compression s'écarte du taux de compression interne (voir modification du V_i).

12.3.3 Technologie des bi-rotors

■ Compresseurs secs

Chronologiquement, ils ont été les premiers à être développés et ils sont toujours utilisés lorsque l'on veut que le gaz comprimé ne soit

pas pollué par un lubrifiant (air instrument, gaz de synthèse, etc.).

À cet effet, l'espace de compression est séparé des paliers porteurs, eux-mêmes lubrifiés par des labyrinthes d'étanchéité (voir compresseurs à pistons secs). Les rotors, n'étant pas lubrifiés, ne doivent pas se toucher lors de la compression (flexion d'arbre). À cet effet, ils sont maintenus par des engrenages qui assurent leur synchronisation ; ceux-ci sont portés par les arbres côté opposé à la sortie d'arbre alors que l'autre extrémité porte une butée axiale à patins du type Michell. En un seul étage, ils peuvent atteindre une pression absolue de 4 à 5 bar au refoulement pour 1 bar à l'aspiration, les débits véhiculés vont de 300 m³/h à 17 000 m³/h. Leurs applications au froid industriel sont très limitées (parfois en étages BP). Si le taux de compression ne doit pas dépasser 5, la différence de pression refoulement/aspiration ne doit pas dépasser 10 bar ; en effet les paliers porteurs sont assez éloignés de la chambre de compression et la flexion de l'arbre risquerait de provoquer un contact entre les rotors (figure 12.17). Enfin, l'étanchéité entre les différentes alvéoles est relativement médiocre, et le rendement volumétrique est donc assez faible.

■ Compresseurs lubrifiés

Les compresseurs non lubrifiés présentent un certain nombre d'handicaps qui ne facilitent pas leur développement dans l'industrie frigorifique :

- vitesse de rotation élevée ou sinon rendement volumétrique médiocre (fuite axiale constante). On augmente la vitesse périphérique ;
- niveau sonore très élevé par suite de la vitesse périphérique élevée des rotors (60 à 80 m/s) et de la vitesse du moteur ;
- difficulté de faire varier la production frigorifique d'une manière économique (voir variation de vitesse) ;
- l'injection d'huile dans la chambre de compression va permettre des taux de compression élevés mais introduire des problèmes de séparation (gaz/huile), de réintégration automatique, et d'équilibrage lorsqu'il y a plusieurs machines fonctionnant en parallèle. Dans cette nouvelle génération de compresseurs qui apparaît dans les années 1960, l'huile remplit trois fonctions essentielles.

□ Graissage

L'huile injectée dans les rotors assure l'interface de contact à tel point que les engrenages de synchronisation sont supprimés. Le rotor mâle transfère 85 % de la puissance transmise au gaz, et le rotor femelle, 15 %. L'autre modification est la suppression des labyrinthes d'étanchéité positionnés entre les paliers et la chambre de compression, ce qui permet, grâce au rapprochement qui en résulte, de réduire le moment fléchissant des arbres et dès lors d'accepter de plus grandes différences entre les pressions de refoulement et d'aspiration. L'huile assure la lubrification des paliers, des butées axiales et de la garniture d'étanchéité.

□ Refroidissement

Lors de la compression de certains gaz dans le compresseur, une partie de l'énergie fournie au gaz est dissipée en chaleur, ce qui conduit, en fin de compression, à des valeurs très élevées de la température des vapeurs refoulées (surtout avec des taux de compression élevés).

Exemple

Prenons du R-717 au régime $-23\text{ °C}/+40\text{ °C}$ (désormais réalisable avec ce type de machine). S'il n'y avait pas d'injection d'huile refroidie, la température en fin de compression serait d'environ 180 °C . L'huile injectée permet de réduire cette température et, par voie de conséquence, la température générale de la machine qui dès lors peut être usinée avec des jeux mécaniques plus faibles et par suite avec de meilleurs rendements.

Sans injection d'huile, le bilan sur le compresseur s'écrit :

$$\dot{W}_{\text{eff}} + \dot{Q}_p + \dot{m}(h_1 - h_2^0) = 0$$

où $\dot{W}_{\text{eff}} > 0$ est la puissance effective sur l'arbre du compresseur, $\dot{Q}_p < 0$ les pertes thermiques du compresseur vers l'ambiance, $\dot{m} = \dot{V}_{\text{asp}} \rho''_{\text{asp}}$ le débit massique de vapeur aspirée ($\dot{V}_{\text{asp}}$ est le débit volumique aspiré et ρ''_{asp} est la masse volumique des vapeurs aspirées), h_1 l'enthalpie des vapeurs à l'aspiration et h_2^0 l'enthalpie de la vapeur au refoulement.

Avec injection d'huile, le bilan s'écrit maintenant :

$$\dot{W}_{\text{eff}} + \dot{Q}_{\text{ref}} + \dot{Q}_p + \dot{m}(h_1 - h_2) = 0$$

où h_2 est la nouvelle enthalpie des vapeurs au refoulement, et $\dot{Q}_{\text{ref}}$ la puissance thermique mise en œuvre pour le refroidissement de l'huile. Cette puissance $\dot{Q}_{\text{ref}} = \dot{m}_h c_{p,h}(T_{e,h} - T_{s,h})$ dépend du débit d'huile ($\dot{m}_h = \dot{V}_h \rho_h$ où $\dot{V}_h$ est le débit volumique d'huile, et ρ_h la masse volumique de l'huile) et des températures d'entrée/sortie de l'huile ($T_{e,h}$ et $T_{s,h}$).

En supposant que $\dot{Q}_p$ ne varie pas sensiblement dans les deux cas, par différence des deux équations bilan, et en tenant compte des relations entre débits volumiques et massiques, on obtient :

$$\rho''_{\text{asp}}(h_2^0 - h_2) = \frac{\dot{V}_h}{\dot{V}_{\text{asp}}} \rho_h (T_{s,h} - T_{e,h})$$

Tenant compte de $h_2^0 - h_2 = c_{p,v}(T_2 - T_2^0)$, on obtient :

$$\frac{T_2^0 - T_2}{T_{s,h} - T_{e,h}} = \frac{\dot{V}_h}{\dot{V}_{\text{asp}}} \frac{\rho_h}{\rho''_{\text{asp}}} \frac{c_{p,h}}{c_{p,v}}$$

Dans la mesure où la masse volumique de l'huile est beaucoup plus importante que celle de la vapeur et où la capacité thermique massique de l'huile est également supérieure à celle des vapeurs, on constate qu'avec une faible fraction volumique d'huile, on peut obtenir un refroidissement efficace de la vapeur.

Application numérique

Avec $c_{ph} \sim 1,5 \text{ kJ}/(\text{kg.K})$; $\rho_h \sim 900 \text{ kg}/\text{m}^3$; $c_{pv} = 2,39 \text{ kJ}/(\text{kg.K})$ et $\rho''_{asp} = 1,43 \text{ kg}/\text{m}^3$, pour 1 % de fraction volumique d'huile, on a :

$$\frac{T_2^0 - T_2}{T_{s,h} - T_{e,h}} = 0,01 \frac{900}{1,43} \frac{2,39}{1,5} = 10$$

Si $T_2^0 = 180^\circ\text{C}$ et $T_{s,h} - T_{e,h} = 5 \text{ K}$, on obtient $T_2 = 130^\circ\text{C}$.

Grâce à ce faible pourcentage d'huile, il est dès lors possible de contrôler avec une grande précision la température de refoulement, ce qui a ouvert les applications de l'hélico-compresseur graissé.

□ Étanchéité

Dans les compresseurs secs, par suite du jeu minimal nécessaire au fonctionnement mécanique, il existe un débit permanent de vapeurs transitant du refoulement vers l'aspiration et ceci quelle que soit la vitesse de rotation. Aussi, lorsque celle-ci est faible, la perte est relativement importante et liée uniquement à la différence des pressions. L'huile injectée dans les rotors colmate cet espace en réduisant la fuite de gaz et permet de faire fonctionner le compresseur avec de grandes différences de pression. Enfin, grâce à cette huile et aux conséquences qu'elle a pu entraîner, le niveau sonore général de la machine est réduit par rapport à une machine non lubrifiée.

■ Variation de puissance

Le compresseur lubrifié est doté vers 1965 d'un dispositif de variation de production fondé sur le principe du court-circuit partiel. Il s'agit d'un élément mobile appelé *coulisseau* placé dans le stator, à la partie inférieure du compresseur, et qui est agencé pour être déplaçable ; il assure trois fonctions :

- il comporte un ensemble d'orifices calibrés au travers desquels se fait l'injection d'huile entre les rotors ;

- en se retirant vers le côté refoulement des vapeurs, le tiroir découvre un orifice de communication avec l'aspiration, ce qui revient à n'utiliser pour la compression qu'une longueur réduite des espaces interlobaires (réduction de la longueur des veines de gaz emprisonnées entre les rotors lors de la phase aspiration/remplissage) (figure 12.18) ;

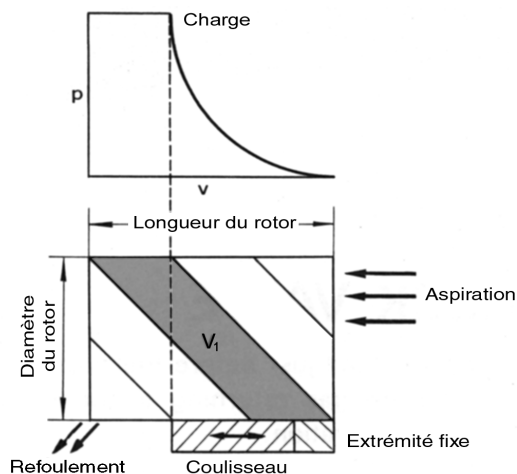


Figure 12.18 – Principe de régulation de puissance par coulisseau.

- le tiroir est usiné côté refoulement en forme d'encoche alors que le carter comporte sur le fond un orifice fixe, la somme de ces deux orifices constitue l'orifice de refoulement. En reculant, le tiroir réduit l'orifice correspondant au refoulement radial et par la suite le V_i est maintenu au plus près du niveau désiré pour correspondre au plus petit volume de gaz refoulé à charge partielle.

Comme pour les compresseurs à pistons, cette réduction de la puissance frigorifique ne s'opère pas sans perte car il n'y a pas d'adéquation parfaite du V_i à la variation de puissance frigorifique ; la relation entre la fraction de puissance consommée et la fraction de puissance frigorifique dépend donc, à régime thermique constant, de la nature du fluide frigorigène et de la valeur du V_i . La figure 12.19 illustre cette dépendance.

Par contre la puissance frigorifique peut atteindre 10 à 15 % de la valeur nominale. En

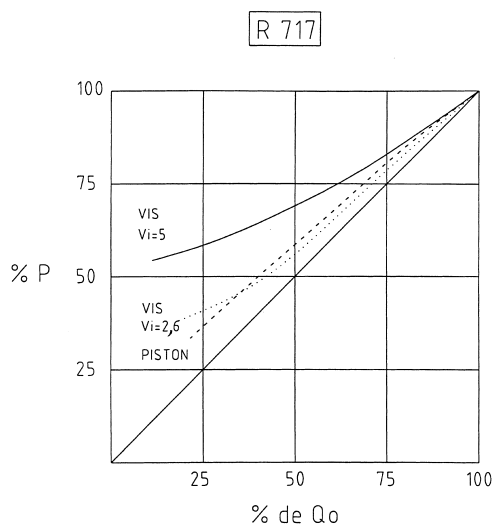


Figure 12.19 – Comparaison pistons/vis en régulation de puissance.

pratique, il y a rééquilibrage des aspects thermodynamiques et la réduction de l'écart de pression entre aspiration et refoulement bonifie légèrement le rendement énergétique du compresseur.

L'utilisation d'un variateur de vitesse pour faire varier la puissance frigorifique produite, donc la quantité de gaz aspirée, permet d'éviter l'handicap du coulisseau et la perte de performance à charge partielle, d'autant plus importante que le taux de compression est élevé.

■ Superfeed ou suralimentation ou économiseur

La possibilité d'utiliser le compresseur à vis pour réaliser de forts taux de compression en un seul étage procure, sur le plan financier, un grand avantage mais conduit fatalement à une hérésie thermodynamique étant donnée la grande quantité de vapeur formée en cours de détente (surtout avec les halogénés).

Exemple

Pour un cycle ($-40\text{ °C}/+40\text{ °C}$), sous-refroidissement de 5 °C avant la détente : le titre en vapeur à l'entrée de l'évaporateur est de 53 % avec du R-404A, 38 % avec du R-22. Pour du R-717, la pression d'évaporation est de 0,7 bar et le titre en vapeur est de 25 %.

Si dans quelques systèmes, on peut tolérer cette perte, les installations industrielles ne peuvent pas y souscrire ; ce qui est avantage peut se transformer en handicap, si ce compresseur ne peut pas être bi-étagé comme les compresseurs à pistons (à noter que Mycom et Kobe disposent de compresseurs à vis bi-étagés, voir figure 12.24).

En 1973, en reprenant une vieille idée développée par Vorhees sur les compresseurs de CO_2 , une sorte de suralimentation est créée, qui va palier ce grave inconvénient sans toutefois amener le compresseur à vis à un niveau de performance comparable à celui des pistons compound. Le principe de base consiste à réinjecter une certaine quantité de vapeurs en cours de compression à travers un orifice qui débouche entre les rotors après la phase d'aspiration. En ce point, si on amène du fluide gazeux à une pression légèrement supérieure à celle qui y règne normalement, un volume complémentaire de fluide sera aspiré par le compresseur. En effet, le volume de vapeurs en cours de compression est réduit par mélange de gaz extérieur à une température inférieure.

Ce flux gazeux complémentaire provient d'une détente partielle ou totale. Les deux systèmes avec les cycles correspondants sont présentés figure 12.20 (ils ont été présentés en détail dans le chapitre sur les cycles bi-étagés).

Ce cycle a ainsi une pression intermédiaire p_i relativement proche de la pression d'aspiration, la production frigorifique volumétrique se trouve nettement améliorée. Mais, comme le débit de vapeur comprimé entre p_i et p_{ref} est plus important (supplément de débit aspiré), la puissance absorbée se trouve légèrement accrue : cependant le COP global se trouve amélioré par rapport à un cycle mono-étagé simple.

Le gain est bien sûr d'autant plus important que la pression d'aspiration est basse et que le fluide frigorigène possède une faible chaleur massique en phase liquide.

Cependant, un inconvénient résulte de l'utilisation simultanée du tiroir de variation de production et de la réaspiration. En effet, lors de son déplacement vers l'orifice de refoulement, le coulisseau de régulation vient découvrir l'orifice d'aspiration intermédiaire, ce qui le met en communication avec l'orifice d'aspiration prin-

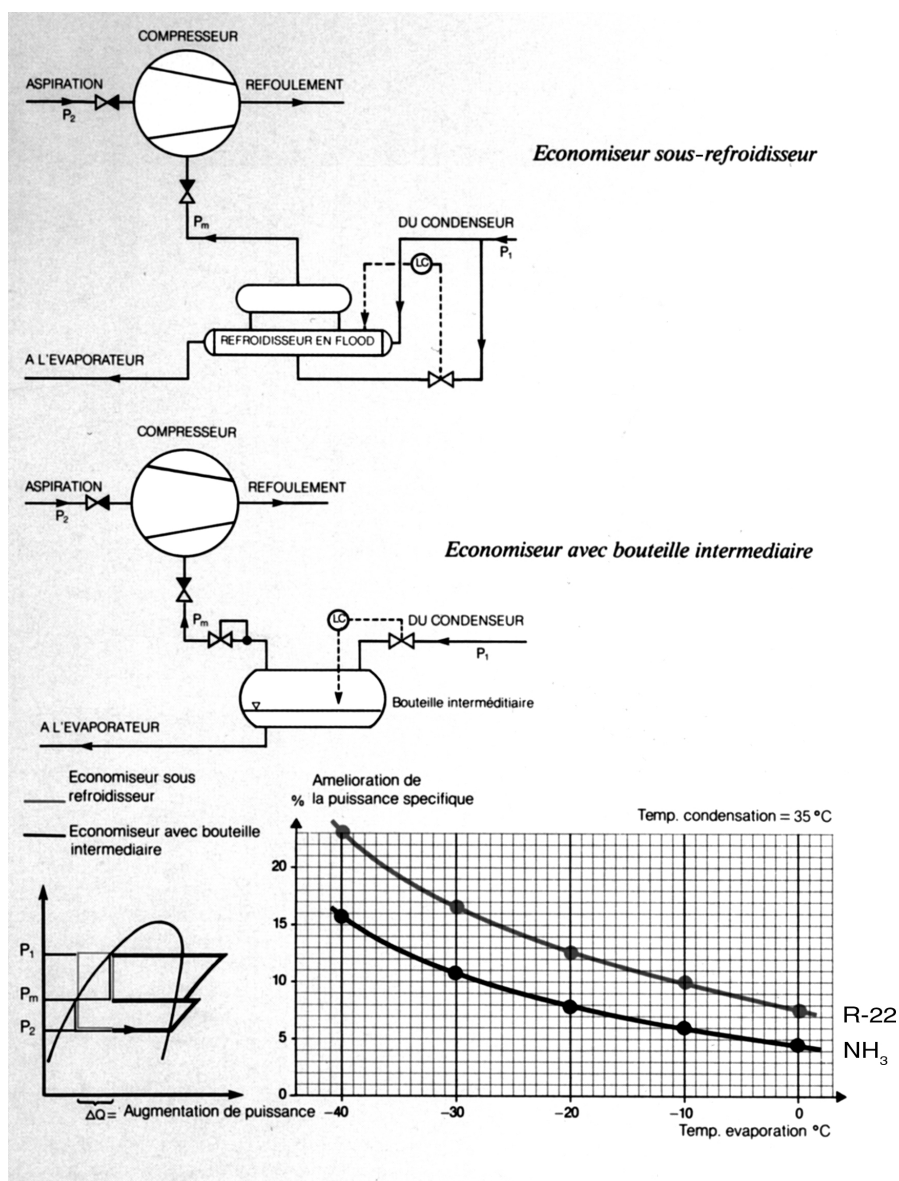


Figure 12.20 – Réalisation du dispositif économiseur.

cial. À ce moment, on ne bénéficie plus de l'effet économiseur. Cela se passe aux environs de 65 à 70 % de capacité. Cependant, on peut considérer que la machine qui régule en dessous de cette valeur est en fait une machine normale, mais de taille inférieure à ce qu'il aurait fallu si elle n'avait pas été équipée du dispositif superfeed.

Néanmoins, le sous-refroidissement important du liquide (expliquant l'augmentation de la puissance frigorifique) permet de fiabiliser la détente en configuration « détente partielle » et de réduire la dimension de la conduite liquide, le volume massique du liquide sous-refroidi ainsi que le débit massique étant inférieurs. Le système économiseur, souvent utilisé à basse

température d'évaporation, doit être généralisé pour tout niveau de température, car comme le montre la figure 12.20, il y a toujours un gain énergétique ; ce dispositif est une des réponses aux objectifs de réduction de la consommation d'électricité et des émissions de CO_2 .

■ Groupe de compression

Le compresseur à vis nécessite, comme le compresseur à pistons, des périphériques indispensables à son fonctionnement mais qui représentent un coût beaucoup plus important (environ 50 % du prix du groupe de compression).

□ Système de lubrification

L'huile injectée représente un flux important puisque sur une machine débitant $1\,200\text{ m}^3/\text{h}$ par exemple, le débit d'huile est de $12\text{ m}^3/\text{h}$ en fonctionnement HP, soit 200 l/min au minimum. En fonctionnement booster, le débit d'huile n'est que de $7,2\text{ m}^3/\text{h}$ (120 l/min). Il faut donc prévoir un système de déshuilage particulièrement efficace constitué par un corps vertical ou horizontal renfermant des systèmes de séparation du type « métal tissé », mais qui laissera néanmoins s'échapper 50 à 80 ppm d'huile. Si l'on veut réduire cette valeur, il faut ajouter un second étage de séparation constitué par des cartouches coalescentes et qui limite l'entraînement à des valeurs comprises entre 5 et 10 ppm d'huile.

Le séparateur d'huile forme un réservoir dans lequel puise la pompe à huile dont le débit est

largement supérieur au débit strictement requis. On notera que cette pompe aspire de l'huile qui se trouve sous la pression de refoulement, et la refoule sous une pression au moins supérieure de 3 à 5 bar à la précédente. La pompe du type à engrenages, indépendante du compresseur, est entraînée par un moteur électrique. Dans certains cas, elle est entraînée directement par la vis lente (vis femelle).

À la suite de la pompe se trouve un refroidisseur d'huile refroidi par un des moyens suivants :

- eau prise sur le circuit de refroidissement du condenseur ou d'autre origine, ou liquide thermique (figure 12.21) ;
- air (éventuellement) dans le cas de petites puissances avec fluides halogénés ;
- liquide haute pression en provenance du réservoir de liquide de l'installation et faisant retour au condenseur après vaporisation dans l'échangeur refroidisseur (figure 12.22).

Le refroidissement de l'huile peut être effectué sans échangeur, par injection de fluide frigorigène détendu à une pression intermédiaire et réaspiré par le compresseur par un orifice situé sur la machine côté rotor femelle (l'orifice d'aspiration intermédiaire peut également être utilisé). L'huile refroidie est répartie en deux débits, l'un pour le graissage des paliers mécaniques, servant aussi pour la régulation de capacité, l'autre pour l'injection dans la machine, assurant le refroidissement et l'étanchéité entre les rotors.

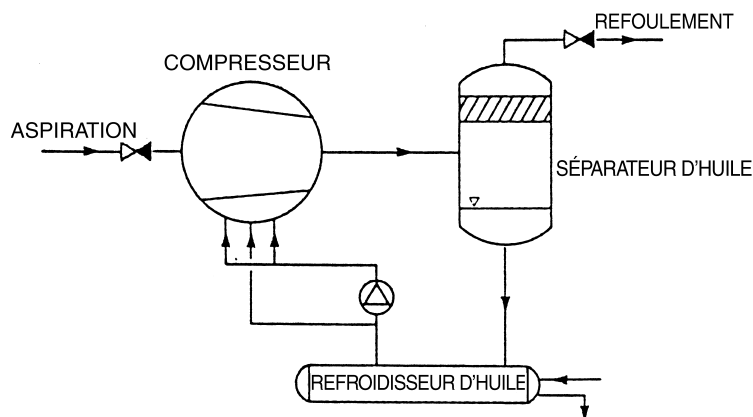


Figure 12.21 – Compresseur à vis avec refroidisseur d'huile à eau.

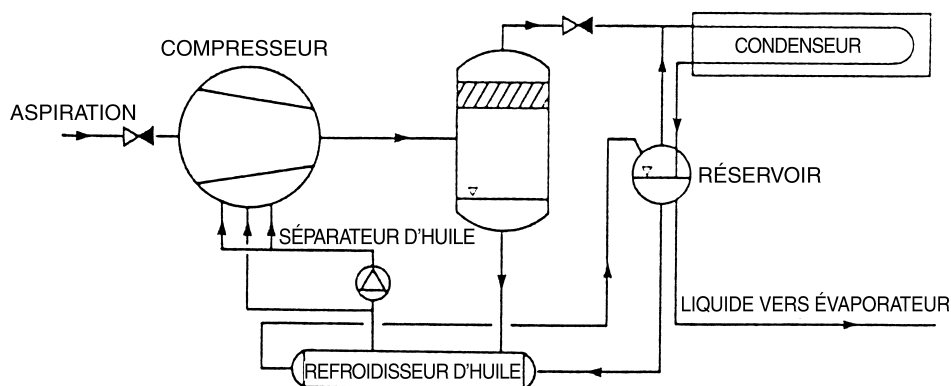


Figure 12.22 – Compresseur à vis avec refroidisseur d'huile en thermo-siphon.

L'huile destinée à la lubrification et dont la pression est régulée par une vanne type de décharge (régulation de la pression amont) est en général répartie à partir d'un distributeur vers les points suivants :

- une alimentation des paliers avant et de la garniture d'étanchéité sur la sortie d'arbre ;
- une alimentation des paliers arrière, du piston d'équilibrage et des butées axiales ;
- une alimentation de la commande hydraulique du tiroir de variation de production combiné au démarrage à vide.

L'huile fait retour vers le séparateur d'huile après avoir transité avec les vapeurs de fluide frigorigène dans le corps du compresseur.

Remarques

1. Des différences de réalisation des circuits d'huile existent suivant les constructeurs. Elles concernent : la position relative de la pompe à huile et du refroidisseur ; la présence ou non d'une pompe qui peut être permanente ou de démarrage ; le dispositif de régulation de la pression d'huile ; le nombre et la position des filtres à huile, par exemple filtration primaire à 60 μm environ avec partie magnétique pour arrêt des particules métalliques (éventuellement filtration secondaire pour les canaux les plus sensibles – vers 20 μm –, double filtre pour éviter les arrêts par suite de colmatage d'un filtre, contrôle du colmatage des filtres visuel par manomètre différentiel ou automatique par pressostat différentiel spécifique) ; le type de régulation de la température d'huile, soit sur l'huile (by-pass), soit sur le fluide de refroidissement.
2. Pour la gamme moyenne et petite de compresseurs à vis, la tendance est à une circulation d'huile sans

pompe. La circulation se fait par différence de pression entre la pression régnant dans le séparateur d'huile (pression de refoulement) et la pression d'injection d'huile. Toutefois, cela nécessite une conception particulière des machines ; en effet, dans ce cas, la pression de lubrification est au plus égale à la pression de refoulement du compresseur (moins les pertes de charge du filtre et du circuit lui-même). Une vanne de réglage de pression minimale est montée à la sortie du séparateur pour assurer la mise en circulation de l'huile dès le démarrage.

Autres composants du groupe

Tant à l'aspiration qu'après le séparateur d'huile, sont insérés des clapets de non-retour ; de plus un filtre à l'aspiration protège la machine contre tout entraînement de corps étrangers. La pompe à huile (si elle est séparée) est mise en route la première, au démarrage du compresseur, le tiroir est en position pleine ouverture ou puissance 0 % de sorte que le compresseur démarre en équilibre de pression et sans accroissement de celle-ci : la machine démarre à charge réduite ; certains constructeurs ajoutent une tuyauterie de court-circuit commandée par une vanne automatique assurant un by-pass refoulement/aspiration.

Dès que la vitesse de rotation normale est atteinte, le tiroir est libéré et rejoint la position pleine puissance, soit directement, soit sous contrôle d'un organe de contrôle/commande. L'ensemble ainsi constitué, monté sur châssis avec tous les dispositifs de sécurité, thermostats et pressostats, le moteur électrique à deux pôles

et l'accouplement semi-rigide, forme un tout monté et éprouvé en usine.

□ Commentaires sur l'environnement du compresseur

Système de refroidissement d'huile

La mécanique de la machine est très simple et comporte peu de pièces en mouvement (dix fois moins que sur un compresseur à pistons). Les machines d'usage sont performantes, aussi le compresseur lui-même peut être considéré comme une machine bien connue et fiable.

L'environnement de la machine est une partie très importante, avec des différences d'un constructeur ou d'un installateur à l'autre. En effet, la bonne conception de cet environnement et son fonctionnement parfait conditionnent la qualité et la longévité de la machine, donc sa réputation.

Le refroidissement est important, car il conditionne :

- le rendement optimal de la machine (bonne étanchéité entre les rotors et entre carter et rotors par maîtrise de la viscosité de l'huile) ;

- le contrôle des températures de refoulement et des températures maximales internes (maintien des jeux mécaniques) ;
- la bonne viscosité pour la lubrification, compte tenu des pressions de fonctionnement, des températures et du fluide frigorigène.

Il est donc important de comparer les différents modes de refroidissement d'huile tant sur le plan technologique que sur les plans du rendement et de la maintenance.

Refroidissement avec échangeur

Qu'il soit à eau, à air ou alimenté en gravité en fluide frigorigène à partir du réservoir HP, le refroidissement avec échangeur n'a pas d'incidence sur le rendement de la compression dans la mesure où la chaleur évacuée et les températures de sortie d'huile refroidie sont identiques. Par contre, l'injection directe de fluide frigorigène dans le compresseur à partir du liquide condensé à une pression voisine de la température de refoulement provoque une légère diminution de la puissance frigorifique disponible et une légère augmentation de la puissance absorbée et ce d'autant plus que le taux de compression est élevé (figure 12.23).

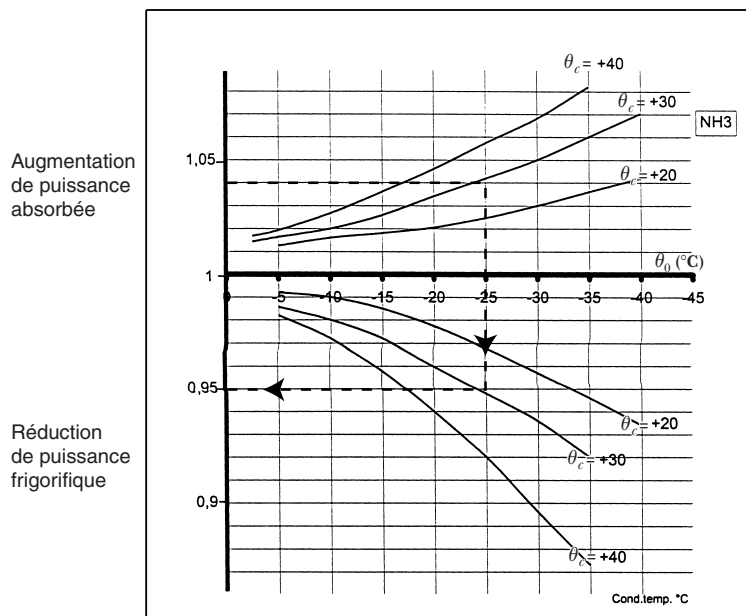


Figure 12.23 – Corrections pour le refroidissement par injection de liquide. Pour le régime (– 25/+ 30 °C), l'injection du liquide diminue $\dot{Q}_0$ de 5 °C et augmente $\dot{W}_{\text{eff}}$ de 4,2 %.

En utilisant un échangeur refroidisseur d'huile refroidi en détendant du fluide frigorigène haute pression, on injecte de l'huile avec une viscosité supérieure et contrôlée. Les vapeurs ainsi formées sont aspirées, soit par l'orifice économiseur, soit par un autre orifice spécifique à une pression plus élevée. Éviter le retour des vapeurs formées en basse pression, car la puissance frigorifique disponible est amputée de la puissance de refroidissement d'huile. La perte est maximale. Ce procédé entraîne également une réduction de la puissance spécifique et ce d'autant plus que le taux de compression est élevé (puissance du refroidisseur d'huile plus importante) et que la pression de réaspiration dans le compresseur des vapeurs provenant du refroidisseur est basse.

Côté investissement, le système à injection sans échangeur est le moins onéreux, mais il s'avère pénalisant en exploitation du point de vue énergétique. Il présente d'autre part un risque réel en cas de mauvais fonctionnement du système de détente ou d'inétanchéité de l'électrovanne d'arrêt. Il est possible de fiabiliser partiellement le dispositif en sophistiquant, l'injection et en rajoutant des sécurités (contrôle par le biais de la température de refoulement, retardement d'ouverture de l'électrovanne...).

Le refroidisseur alimenté en eau permet de réduire la puissance rejetée sur le condenseur de la quantité équivalente à sa puissance. Il conduit à la mise en place d'un circuit d'eau avec toutes les conséquences évidentes (encrassement, risque de percement, de corrosion, utilisation de surface d'échange chère suivant la qualité d'eau, protection contre le gel). Il nécessite la mise en place d'une pompe de circulation. Il est très intéressant si l'on a besoin de chaleur (quantité importante, 10 à 30 % de la chaleur rejetée selon les taux de compression, et niveau de température intéressant, environ 50 à 60 °C jusqu'à 80 °C avec NH_3).

Le refroidisseur alimenté en thermosiphon à partir du réservoir HP est en général le système le plus onéreux :

- échangeur plus gros, surtout avec température de condensation élevée ;
- circuit complémentaire de fluide frigorigène ;

- détermination précise du circuit de fluide frigorigène d'alimentation et de retour ;
- élévation du condenseur et du réservoir ;
- condenseur déterminé pour la puissance totale, donc en fait doublement de la surface d'échange correspondant à la puissance du refroidisseur d'huile.
- nécessité d'un réservoir haute pression, ce qui augmente la charge et ce qui est parfois une contrainte supplémentaire dans le cas de l'ammoniac par exemple (risque de fuite en haute pression). La réduction de charge de frigorigène est un objectif important actuellement, quel que soit le fluide frigorigène.

Par contre, ce système est extrêmement fiable dans le temps et ne nécessite pratiquement aucun entretien. Il n'altère pas par ailleurs les performances énergétiques de la machine. Il s'avère aujourd'hui moins séduisant car l'on cherche à supprimer les réservoirs HP ou tout au moins à réduire la charge de fluide frigorigène en haute pression.

□ Système de séparation d'huile

Le séparateur peut être placé horizontalement et servir de châssis au moto-compresseur. Il peut aussi être placé en dehors du groupe de compression et verticalement, ce qui permet une plus grande flexibilité. En effet, on n'est pas figé par l'association obligatoire compresseur/séparateur ou par la nécessité de disposer de plusieurs modèles d'ensemble compresseur/séparateur d'huile.

Le séparateur séparé du groupe peut être déterminé en fonction non seulement du compresseur, mais aussi du régime de fonctionnement, du fluide frigorigène et des contraintes de l'installation (facilité de retour d'huile, type d'échanges, type de process). Les variations du taux d'entraînement d'huile sont fonction :

- de la température de condensation ;
- de la température d'évaporation ;
- de la marche en charge partielle.

□ Régulation de puissance

Le « tiroir » de régulation relié au coulisseau placé en dessous des deux rotors se déplace horizontalement d'avant en arrière sous l'action de l'huile envoyée par la pompe en général.

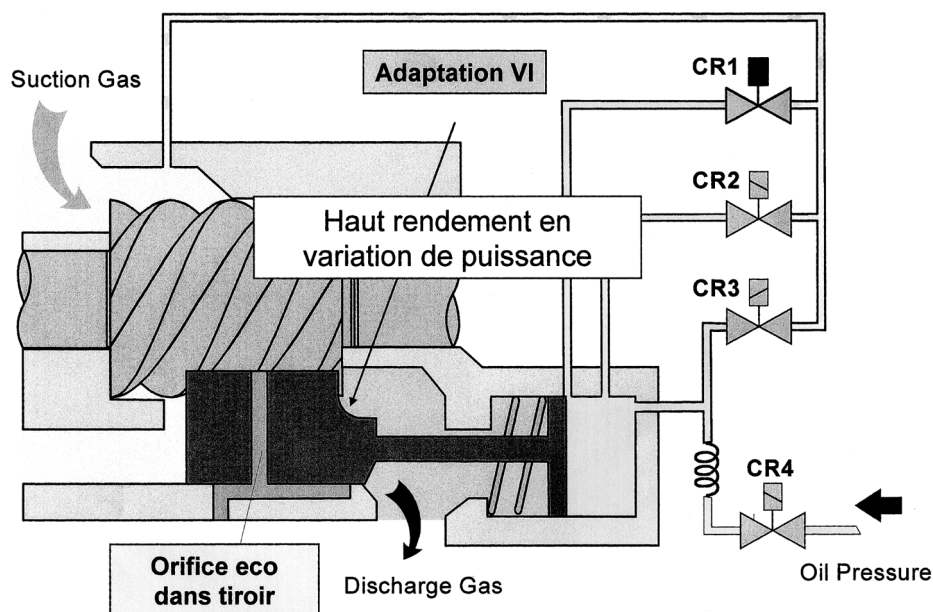
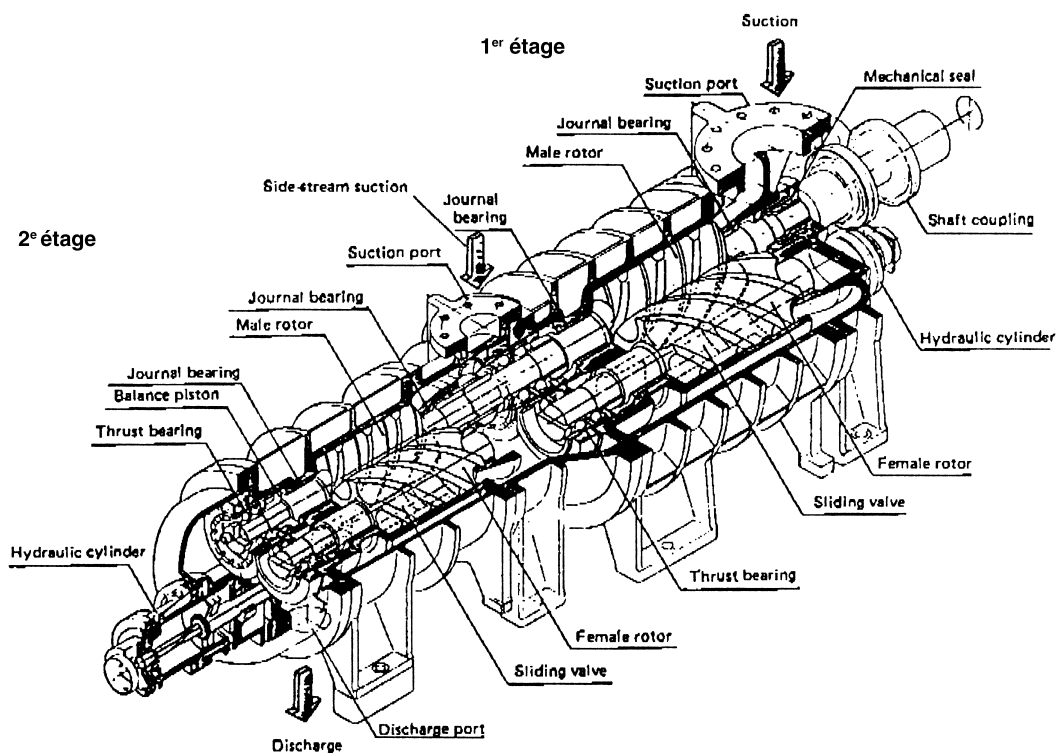


Figure 12.24 – En haut : compresseur à vis à deux étages (Mycom).

En bas : tiroir variation de puissance. Fonctionnement à 4 étages ou proportionnel (Bitzer).

Le principe de base consiste à envoyer, à droite ou à gauche d'un piston relié par une tige au coulisseau, de l'huile et de faire sortir la quantité équivalente d'huile sur l'autre côté. L'huile enlevée est en général drainée vers une zone à plus basse pression (par exemple, zone de carter côté aspiration). Il faut en effet se rappeler que la pression de refoulement de la pompe à huile est supérieure d'au moins 2,5 bar à la pression de refoulement.

Comme pour la plupart des compresseurs à pistons, le système de démarrage à vide est combiné au dispositif de régulation de puissance. Cela est obtenu par le déplacement vers la position minimale de puissance du tiroir de régulation :

- soit par un ressort de rappel au moment de l'arrêt (disparition de la surpression de la pompe à huile) ;
- soit par le retour à la position minimale avant l'arrêt de la machine grâce à la pression d'huile ;
- soit par le retour à la position minimale avant le redémarrage de la machine grâce à la mise en route de la pompe à huile quand elle est indépendante.

À partir du système interne hydraulique de la machine, la position du coulisseau est transmise vers l'extérieur :

- soit simplement par une tige se déplaçant horizontalement ;

- soit par un indicateur rotatif ; dans ce cas, le mouvement de déplacement horizontal est transformé par une tige à rainure hélicoïdale en mouvement rotatif ;

- soit par l'intermédiaire d'une sonde de position capacitive associée à un transmetteur. La sonde capacitive détecte la position de la tige à déplacement horizontal reliée au coulisseau.

Les dispositifs de transmission/indication de position de régulation de puissance sont équipés de contacts électriques (soit de proximité, soit à cames soit pour un signal 4-20 mA ou 0-10 V) qui sont utilisés :

- pour indiquer à distance la position ;
- pour commander les séquences de marche en cascade ;
- pour commander des asservissements de l'environnement de la machine ou de l'installation ;
- pour confirmer les ordres de déplacement donnés.

Dans le cas d'une sonde capacitive, on mesure une valeur de tension ou d'intensité qui est traduite en position. Des seuils disposés sur l'étendue du signal assurent les mêmes fonctions que les micro-contacts.

Le déplacement du coulisseau doit être le plus souple possible. En effet, pour que la valeur contrôlée par le dispositif de régulation soit la plus stable possible ou suive au plus près les changements demandés, il faut que le dispositif de régulation réagisse finement, mais sans trop

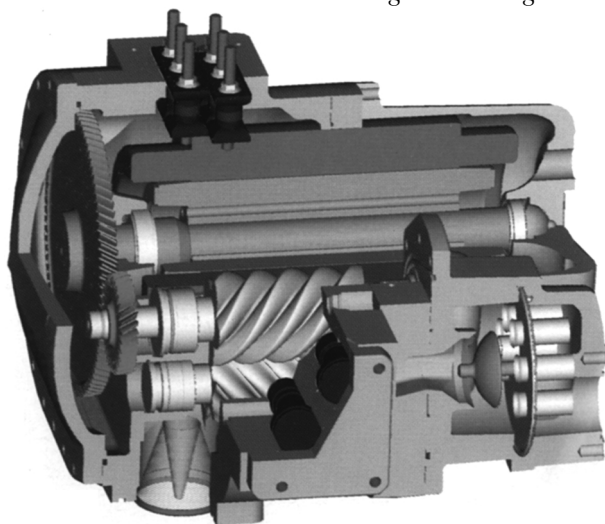


Figure 12.25 – Compresseur à vis pour Global Chiller (Carrier).

de rapidité. L'ajustement de la vitesse de déplacement peut se faire par des micro-vannes de réglage du débit d'huile.

Le choix des composants du circuit hydraulique et leur dimensionnement sont donc particulièrement importants.

□ Rotors particuliers

Le brevet SRM se rapporte à deux rotors de même diamètre. Le rotor mâle qui possède 4 ou 5 lobes est généralement entraîné à 3 000 t/min par le moteur, tandis que le rotor femelle possède 6 ou 7 alvéoles et tourne donc à 2 000 t/min.

Certaines machines toujours à rotors égaux et avec rapport 4/6 lobes sont entraînées par le rotor femelle, ce qui permet d'obtenir une vitesse du rotor mâle de 4 500 t/min et donc d'augmenter le volume engendré de 50 %.

D'autres machines ont la possibilité d'être entraînées, soit par le rotor mâle, soit par le rotor femelle, c'est-à-dire de disposer en fait de deux machines en une (compresseurs York Sabroe SAB 128, 163 ou 202).

Bitzer a développé un compresseur hélicoïdal avec deux rotors de diamètres différents (avec profil spécial) ; le rotor mâle a 5 lobes, le rotor femelle, 6. Pour cette machine, la variation de puissance, est maintenant possible soit par variation de vitesse de 600 à 6 000 t/min à partir d'un moteur 3 000 t/min (la variation de vitesse est réalisée par variation de fréquence de 10 à 100 Hz), soit par étage 75-50 % avec système d'électrovannes libérant ou obturant des orifices des by-pass.

Signalons également une exécution deux étages chez Mycom et Kobe (entre autres). Il s'agit pratiquement de deux carters accolés avec palier intermédiaire sur le rotor mâle dont l'arbre est unique, alors qu'il y a deux rotors femelles (figure 12.24).

Carrier a mis sur le marché un type de machine rapide ayant une vitesse de 10 000 t/min, utilisée sur les refroidisseurs de liquide Global Chiller (figure 12.25).

L'augmentation de la vitesse périphérique permet d'améliorer le « rendement volumétrique », ce qui est important pour les petites machines. L'augmentation de la vitesse se fait par engre-

nage. Le choix de plusieurs rapports d'engrenage permet de disposer de différentes tailles de compresseurs.

■ Compresseurs à vis bi-rotor hermétiques ou semi-hermétiques

Jusqu'en 1982 environ, seuls existaient des compresseurs bi-rotors ouverts. Plusieurs constructeurs ont développé depuis des machines semi-hermétiques ou des machines hermétiques. La construction générale de la partie compresseur est la même que pour les machines ouvertes et la conception hermétique ou semi-hermétique voisine de celle des machines à pistons. Le moteur est parfois sur une extension de l'arbre mâle placé sur le refoulement. Sa réa-

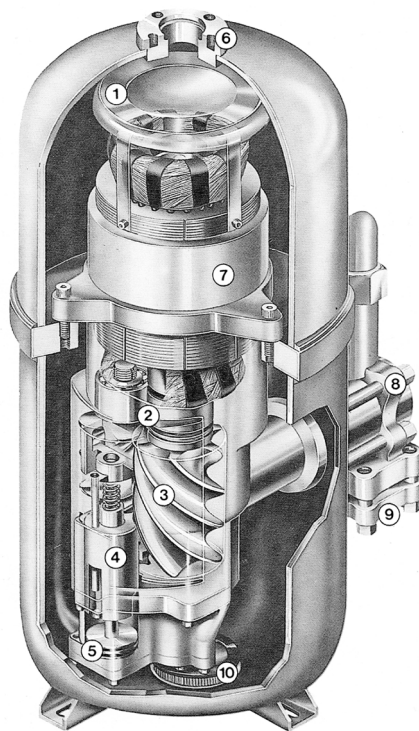


Figure 12.26 – Coupe du compresseur hermétique (Dunham-Bush-Hartford).
1 : déflecteur d'huile. 2 : palier principal.
3 : vis. 4 : Vanne coulissante. 5 : piston de réduction de puissance. 6 : orifice de refoulement. 7 : enveloppe moteur. 8 : vanne d'aspiration. 9 : orifice d'aspiration. 10 : filtre d'huile.

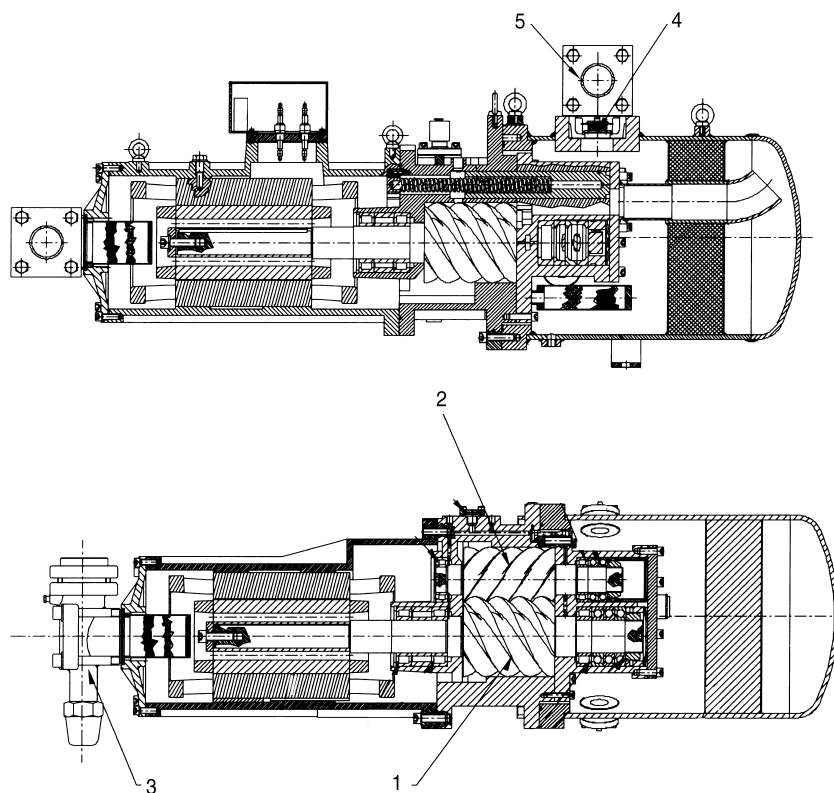


Figure 12.27 – Compresseur à vis semi-hermétique Frascold. 1 : vis principale. 2 : vis auxiliaire. 3 : paliers. 4 : clapet de retenue. 5 : vanne de refolement.

lisation a nécessité un soin particulier, étant donné qu'il est dans un environnement à température élevée avec présence d'huile importante.

L'ensemble compresseur + moteur est enfermé dans une enveloppe qui sert parfois aussi de séparateur d'huile. Le circuit d'huile est ainsi simplifié et le refroidissement d'huile est souvent assuré par injection (figure 12.26).

La machine peut ou non disposer d'un dispositif de régulation de puissance.

Plus généralement les constructeurs ont placé le moteur côté aspiration avec ou sans séparateur d'huile intégré et la pompe à huile a été supprimée (figure 12.27). Les compresseurs disposent d'orifices d'aspiration intermédiaires.

12.3.4 Technologies des mono-rotors ou mono-vis

■ Description du mono-rotor

Le compresseur mono-rotor est une machine à déplacement positif conçue pour tous les fluides frigorigènes (à l'origine, les essais et premières utilisations étaient pour compression d'air).

Il peut être entraîné par des moteurs électriques deux pôles, par des turbines ou par des moteurs thermiques diesel ou à gaz.

Il se compose principalement de trois pièces mobiles : un rotor principal, et deux satellites diamétralement opposés dans lequel le rotor s'engrène. Cette géométrie permet un fonctionnement équilibré entre rotors et satellites et des charges minimales sur les paliers, car la compression se fait des deux côtés du rotor. Les

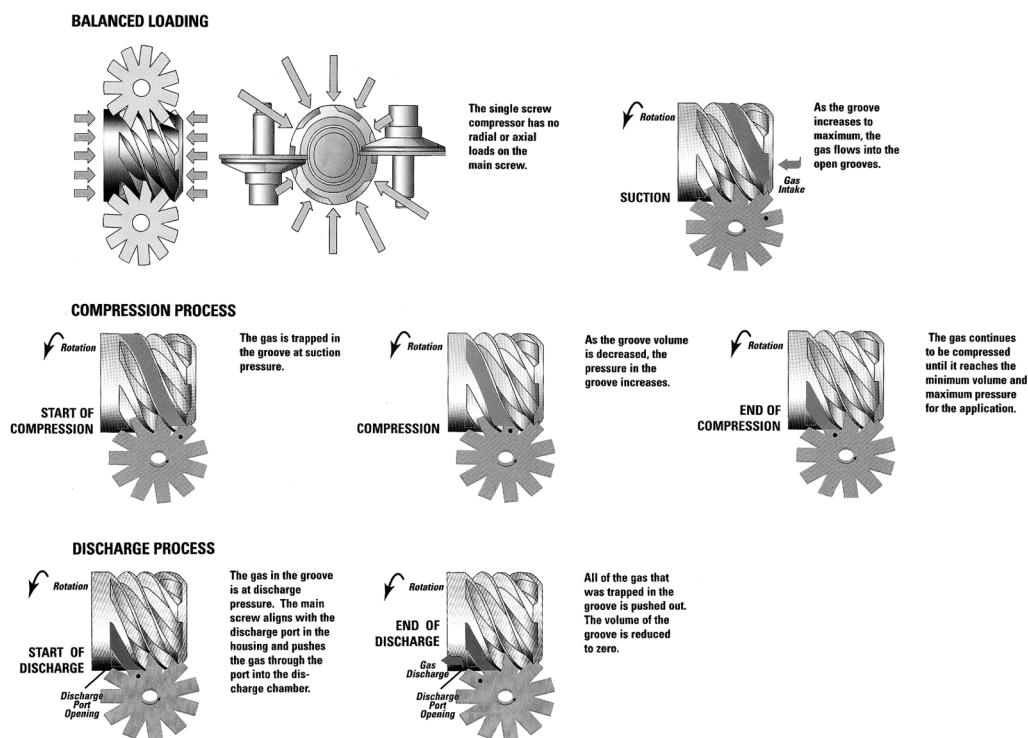


Figure 12.28 – Principe de fonctionnement du mono-rotor VILTER.

efforts axiaux du rotor sont très faibles, car ses deux faces sont à la pression d'aspiration.

En général, les satellites sont revêtus d'une matière type Téflon ou plastique spécial permettant d'obtenir une bonne étanchéité entre rotor et satellites et conduisant à un échauffement moindre. Ce type de compresseur présente également une bonne tolérance aux conditions limites de lubrification.

La machine est équipée d'un dispositif de régulation de puissance par variation du volume aspiré 100 à 10 % grâce à deux coulisseaux (un de chaque côté du rotor). Le carter est conçu pour permettre un accès facile aux satellites et autres pièces sujettes à contrôle et entretien.

Le compresseur mono-rotor dispose également d'un orifice d'aspiration intermédiaire pour fonctionner en économiseur (*superfeed*) et de 3 ou 4 ratios de base suivant les constructeurs. Les machines utilisées couramment et jusqu'à présent dans les applications industrielles, sont lubrifiées. Une machine dite « sèche » est développée

par Hall. Elle est orientée vers les applications pompe à chaleur haute température, la compression de gaz particuliers (GPL par exemple) et la climatisation de sous-marins militaires.

■ Principe de fonctionnement (figure 12.27)

□ Aspiration

Le gaz remplit les canaux du rotor avant que ce dernier n'engrène avec les dents d'un satellite.

□ Compression

Par suite de la rotation continue du rotor, le gaz est retenu prisonnier dans l'espace compris entre les canaux du rotor, le carter, les dents des satellites et la face avant du rotor. Au fur et à mesure que le rotor tourne, le volume dans les canaux diminue et le gaz est comprimé.

□ Refoulement

Lorsque le point maximal de compression est atteint, une lumière d'échappement est dégagée et le gaz est expulsé des rainures du rotor.

Une action strictement similaire utilisant le second satellite s'opère simultanément. La principale caractéristique de cette machine est que le processus de compression s'opère dans la partie supérieure du compresseur, alors que, exactement au même instant, un processus identique a lieu dans la partie inférieure du compresseur. En conséquence et contrairement à ce qui se passe sur les bi-rotors, la réaction radiale sur les deux paliers du rotor est nulle. Les réactions axiales sont aussi pratiquement nulles puisque les canaux du rotor s'arrêtent sur les deux faces du stator qui sont en communication simultanément avec la chambre d'aspiration. Les efforts axiaux résiduels sont compensés par un roulement de butée très largement dimensionné.

□ Rapport de volume V_i

Le principe de fonctionnement étant le même que celui des bi-rotors, le compresseur a son rendement optimal pour un V_i et un fluide donnés ; les constructeurs ayant choisi trois ou quatre possibilités par type de machine.

□ Lubrification

Les buts sont strictement les mêmes que pour les bi-rotors : étanchéité, lubrification, refroidissement et alimentation du système de variation de puissance.

L'huile provient de la réserve du séparateur d'huile sous pression de refoulement et, comme les différents points de graissage sont soumis à une pression inférieure, une pompe à huile n'est pas toujours indispensable ; cependant, une petite pompe (750 W) est nécessaire pour le démarrage afin de ramener le dispositif de variation à sa position démarrage et pour charger l'huile dans le système. Dans certaines applications où la différence des pressions de refoulement et d'aspiration est telle que la pression relative de graissage serait inférieure à 2 bar (boosters, basses températures extérieures), une pompe peut s'avérer nécessaire. Les modes de refroidissement de l'huile demeurent les mêmes que dans les bi-rotors. Les petites machines 100 à 500 m³/h n'ont pas de pompe à huile. La mise en circulation de l'huile au démarrage en particulier se fait par une vanne régulatrice amont positionnée après

le séparateur d'huile. Les machines sont ouvertes, semi-hermétiques et optionnellement avec séparateur d'huile intégré.

□ Suralimentation

Elle s'opère sur cette machine comme sur les bi-rotors mais *via* deux orifices raccordés au système économiseur ; lorsque la machine est partiellement déchargée, le système devient inopérant. De toute manière, ces machines, plus jeunes que les bi-rotors, sont elles aussi en phase de développement. Leur gamme de volume engendré varie de 310 à 5 000 m³/h.

■ Groupe de compression

Les constructeurs livrent en général un groupe de compression qui rassemble sur un châssis commun les mêmes accessoires que pour les groupes à vis bi-rotors.

Des petites machines (120 à 220 m³/h) ont été développées en version ouverte et semi-hermétique avec un seul satellite.

Compte tenu de l'intérêt des machines semi-hermétiques, des gammes de 250 à 850 m³/h sont mises sur le marché aujourd'hui orientées vers les applications R-134a.

12.3.5 La nouvelle génération

À partir des années 1980 et, après une vingtaine d'années d'exploitation des machines à vis industrielles, une nouvelle génération est apparue sur le marché international. Elle se caractérise par une extension de ces machines vers les petites et moyennes puissances traditionnellement couvertes par les compresseurs à pistons. Leurs qualités et leurs défauts sont désormais bien connus.

Pour les qualités :

- leur comportement tolérant vis-à-vis des défauts de conception des circuits et des erreurs de conduite entraînant des régimes humides ;
- leur durée de vie sans intervention notable qui serait d'environ deux à cinq fois celle des machines à pistons ;
- leur adaptabilité aux variations de charge frigorifique ;
- l'absence de vibrations due au flux continu.

Tableau 12.3 – La production mondiale actuelle.

Pays constructeurs	
Italie	Dorin Frascold Ref.Comp
Allemagne	Bitzer GHH-Kühlautomat (GEA) Aerzener
Angleterre	J&E Hall Howden
Danemark	Sabroe (York Johnson)
Japon	Daikin Hitachi Kobe Mycom
États-Unis	Frick (York Johnson) Dunham Bush-Sullair Vilter Trane Carrier Hartford
Argentine	VMC
Taïwan	Hanbell
Corée	Fu-Sheng

La France, absente de cette liste, est cependant à l'origine des machines mono-rotors (brevets Zimmern, société Omphale).

Pour les défauts :

- leur coût de premier achat encore élevé ;
- leur rendement indiqué parfois inférieur à celui des machines à pistons (surtout en taux de compression élevé et à charge partielle) ; le système économiseur compense cette pénalisation surtout avec les HFC ;
- la complexité de leur circuit d'huile ;
- le niveau sonore élevé (vitesse de rotation 3 000 à 10 000 t/min) ;
- l'encombrement du séparateur d'huile et plus généralement de l'environnement ;
- la mise en œuvre de refroidisseurs d'huile (sauf en haute et moyenne température d'évaporation avec l'utilisation des HFC).

L'utilisation de machines-outils assistées par ordinateur permet des usinages très précis avec des tolérances plus faibles, et la taille simultanée de toutes les dents (Hobbing machine).

Dès lors, l'effet nuisible dû à l'espace mort et aux fuites axiales indépendantes du débit de gaz véhiculé permet de tolérer des vitesses périphériques notablement plus faibles (20 m/s au lieu de 50 m/s) avec les mêmes rendements. Cela autorise donc, à vitesse de rotation égale, l'utilisation de diamètres de rotors plus petits : les puissances sonores générées sont plus faibles.

Pour certains constructeurs, l'introduction d'un multiplicateur a permis d'augmenter la vitesse périphérique relative au faible diamètre des rotors pour obtenir des rendements améliorés. De ces travaux menés dans divers pays, sont nés de nouveaux types de compresseurs à vis dont les diamètres de rotor s'étagaient de 100 à 200 mm dans les années 1980-1986 et même aux environs de 50 mm actuellement, avec des améliorations et des simplifications technologiques diverses permettant par exemple de construire des machines hermétiques ou hermétiques accessibles.

12.3.6 Performances

Il faut les comparer avec celles des compresseurs à pistons de volume engendré comparable.

■ Coefficient de performance à pleine charge

Pour les besoins de cette comparaison, il y a lieu de préciser les notions suivantes :

- le COP frigorifique est le rapport entre la puissance frigorifique et la puissance absorbée annoncée dans des conditions bien définies ;
- il s'agit de machines proposées par des constructeurs bien définis et non de cas généraux et théoriques ;
- le fluide doit être spécifié ;
- il faut comparer des machines comparables, c'est-à-dire des machines mono-étagées entre elles ou des machines à pistons bi-étagées avec des hélicoïdes suralimentées et bi-étagées.

■ Compresseurs mono-étagés

L'application numérique traitée dans le chapitre 10 montre que la technologie du compresseur mono-étagé influence peu le COP des cycles frigorifiques.

■ Compresseurs multi-étagés ou suralimentés

La comparaison doit être faite dans des conditions de cycles identiques (refroidisseur intermédiaire ouvert ou fermé).

Pour le R-717 par exemple, il existe, en fonction des températures du cycle (θ_0, θ_c), une zone (en dessous de -30 °C à -35 °C évap) où le compresseur à pistons à deux étages présente le meilleur COP, et une autre au contraire où c'est le compresseur à vis suralimenté.

L'utilisation de fluides tels que le R-134a, le R-404A ou le R-507, dont l'effet de sous-refroidissement de liquide est important, permet d'abaisser la frontière.

L'effet économiseur sur les machines à vis est différent pour différents constructeurs car la position de l'orifice d'injection (Eco) n'est pas identique.

■ Coefficient de performance à charge partielle

Les compresseurs à vis ont des performances voisines de celles des compresseurs à pistons du moins pour un V_i voisin de 2,6. Ces performances se dégradent lorsque le V_i augmente.

On notera cependant que la variation de puissance d'un compresseur à pistons s'opère dans la plupart des cas par paliers successifs, ce qui entraîne des régimes thermiques instables, alors que sur un compresseur à vis, cette variation est continue.

Enfin, en toute objectivité, cette comparaison doit être faite sur une installation complète dans laquelle les régimes thermiques varient surtout si l'on intègre le fonctionnement à charge partielle.

Le développement du système de V_i variable améliore le rendement global. De plus, certains constructeurs ont eu l'idée de combiner la régulation de puissance et le V_i variable pour obtenir le meilleur COP en charge partielle ; d'autres développent la notion de régulation

étagée et non plus modulante associée au V_i variable.

L'utilisation de variateur de vitesse se développe. Avec les compresseurs à vis, l'amélioration du rendement à charge partielle est le plus grand bénéfice. Le variateur de vitesse permet, pour un certain nombre de machines, de moduler la vitesse de 50 % à 200 % de la vitesse nominale. La flexibilité du système permet une stabilité des conditions de fonctionnement et supprime les courts cycles (démarrage/arrêt).

12.3.7 V_i variable

Comme nous l'avons expliqué plus haut (§ 12.3.2), le rapport de volumes intrinsèque V_i est une caractéristique géométrique de la machine, et sa valeur doit être choisie de façon à ce que le rapport de pressions π_i soit le plus proche possible du taux de compression τ à réaliser dans l'installation frigorifique.

La sélection du V_i se fait directement sur les courbes ou tableaux du constructeur par matérialisation de la plage de fonctionnement idéale pour chaque V_i , ou bien automatiquement à partir du programme informatique de sélection. Le choix peut cependant s'avérer difficile quand l'installation est susceptible de fonctionner sous des régimes très différents, ce qui est le cas dans certaines applications, par exemple :

- régime transitoire de la mise en route d'un tunnel de congélation. On évapore à $+10\text{ °C}$ au démarrage et, si tous les compresseurs sont à pleine puissance, la température de condensation est élevée (mais toutefois limitée par les pressions maximales de service des appareils, conditionnant le réglage des pressostats de sécurité). Par contre, en régime nominal, la température d'évaporation est beaucoup plus basse (-45 °C par exemple) et la température de condensation est aussi plus basse (la puissance frigorifique a diminué, il est en donc de même pour la puissance rejetée au condenseur) ;
- régimes très différents entre l'été et l'hiver surtout en ce qui concerne la condensation ;
- climats très différents dans le cas de navires (mer chaude ou mer froide), l'eau de mer étant utilisée pour refroidir les condenseurs ;

– régimes très différents dans le cas de bateaux polythermes qui peuvent transporter par exemple soit des bananes, soit de la viande congelée ;

– groupes de refroidissement d'eau glacée en été, utilisés l'hiver en pompe à chaleur.

Les variations de régime d'installations affectées à un process défini n'entraînent que de petites variations de rendement. Toutefois, le problème a préoccupé les constructeurs. En effet, il était inenvisageable de changer le V_i pendant le fonctionnement du compresseur, car le V_i étant donné par la forme avant du coulisseau, on ne pouvait remplacer la pièce à loisir. Le raisonnement est fait à pleine charge. Dans le cas du fonctionnement en marche partielle, même si le déplacement du coulisseau, pour faire varier le volume engendré, entraîne une correction du V_i par obturation partielle de l'orifice de refoulement radial, le résultat est insuffisant.

Le résultat est l'introduction d'un système de V_i variable. Ce système n'est pas récent ; certains constructeurs en disposent depuis plusieurs années, mais la généralisation des compresseurs à vis et leur bataille dans les puissances moyennes et petites avec les compresseurs à pistons, ainsi que leurs moins bons COP en charge partielle, ont provoqué un développement important des dispositifs de V_i variable.

Ces systèmes se présentent sous plusieurs conceptions :

- coulisseau spécifique analogue au coulisseau de régulation commandé par un système simple lui donnant plusieurs positions ;
- pièce spéciale indépendante se déplaçant en plusieurs positions et faisant également varier la section de l'orifice de refoulement.

De plus, le système peut être du type étagé ou du type continu. Il nécessite donc des organes de commande plus ou moins sophistiqués et associés si possible au dispositif de régulation de puissance, ce qui peut conduire à l'utilisation d'un petit microprocesseur de commande ; ce dernier peut bien sûr être dédié à d'autres fonctions de contrôle, commande ou sécurité.

On distingue le V_i ajustable (étages à commande auto ou manuelle) et le V_i variable automatiquement (figure 12.29), combiné à la régulation de puissance et nécessitant un automate de commande.

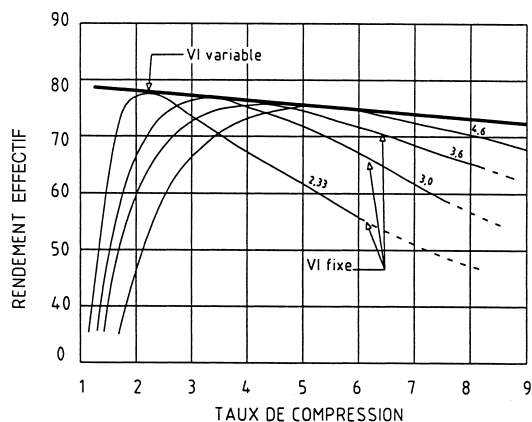


Figure 12.29 – Amélioration du rendement avec V_i variable.

12.3.8 Présentation de quelques autres développements récents

■ Utilisation d'un multiplicateur

Certains constructeurs ont voulu privilégier le COP. Aussi, pour un profil donné et un diamètre de rotor minimisé, la nécessité d'obtenir une vitesse périphérique importante et un volume aspiré plus grand, un multiplicateur a été introduit et la vitesse du rotor entraîné (en général toujours le mâle) a pu monter à 6 000 t/min depuis 1990 et jusqu'à 10 000 t/min plus récemment.

Cela, comme on l'a vu plus haut, pourrait être aussi obtenu par variation de la vitesse de la machine d'entraînement.

■ Intégration et simplification de l'environnement du compresseur

L'environnement du compresseur hélicoïdal est complexe, sujet à entretien et comporte de nombreuses liaisons externes. Des progrès importants ont été faits tant pour intégrer le maximum d'accessoires (filtre d'aspiration, filtre à huile, régulation du circuit d'huile), que pour simplifier le compresseur (circuit d'huile) et son environnement extérieur (séparateur, refroidisseur). L'objectif est aussi d'abaisser les coûts, compte tenu de la concurrence sur ce marché de moyenne puissance.

L'intégration maximale a été obtenue avec l'apparition des compresseurs semi-hermétiques ou hermétiques avec séparateur d'huile intégré.

■ Amélioration de la qualité d'usage

De nouvelles machines d'usinage taillant toutes les dentures en même temps du type à commande numérique ont permis de réduire les tolérances, donc les effets de fuite, et ont contribué à améliorer le COP (Hobbing machine).

■ Introduction d'une régulation étagée

Ce système simple a permis d'améliorer le rendement en charge partielle en optimisant la section et la position des orifices de by-pass. De plus, ce dispositif est associé mais indépendant du système de variation du V_i pour obtenir un meilleur COP en réduction de puissance.

■ Introduction de la vitesse variable

À partir d'une machine à l'origine sans régulation de puissance, en agissant sur la fréquence du courant (de 25 à 100 Hz) alimentant le moteur électrique, on dispose d'une très large plage de régulation de puissance sans aucune complication mécanique et avec performances énergétiques améliorées. On peut combiner vitesse variable jusqu'à 25 Hz (50 % de la puissance nominale) et du coulisseau de régulation jusqu'à 50 % de by-pass, pour éviter la zone de dégradation importante en dessous.

On a ainsi une machine qui régule efficacement de 100 à 25 %, et si le moteur est dimensionné correctement, on peut monter jusqu'à 150 voire même 200 %.

■ Nouveaux profils du rotor

De nouveaux profils sont récemment apparus, qui ont permis :

- l'amélioration de l'engrènement ayant pour conséquence un meilleur rendement global ;
- la réduction de l'effet de fuite ;
- la réduction du niveau sonore.

Exemple

Citons par exemple, le profil D chez SRM sur la base de 4 + 6 lobes ou le nouvel ensemble 5 + 7 utilisé en particulier chez Trane et les grosses machines York/Sabroe ou encore le profil Sigma utilisé par Bitzer.

Citons enfin la réduction de la taille des séparateurs d'huile.

12.4 Compresseurs rotatifs à palettes

En dehors des compresseurs hélicoïdes, il existe une deuxième catégorie de compresseurs rotatifs dits à *palettes* qui, s'ils sont peu utilisés dans le cadre du froid industriel, connaissent un regain de développement dans le froid ménager, le commercial, la climatisation, les petits refroidisseurs de liquide.

12.4.1 Compresseurs à piston tournant

Ces compresseurs assurent la compression et le transfert du gaz comme pour les pistons et les vis, par réduction de l'espace offert au fluide ; le volume est constitué par un ensemble de cellules à géométrie variable. Le stator cylindrique renferme un piston cylindrique en rotation autour d'un arbre excentré par rapport à l'axe du stator (figure 12.30).

Le rotor comporte un certain nombre de fentes radiales sur toute sa longueur, à l'intérieur desquelles couissent des palettes libres ; la force centrifuge vient plaquer le chant de ces palettes sur le corps interne du stator ; leur nombre varie de 2 à 8 maximum. Au cours de la rotation, les palettes appliquées au stator cernent des espaces variables à l'intérieur du croissant délimité par l'entrefer stator/rotor. Au regard de l'espace maximal se trouve l'orifice d'aspira-

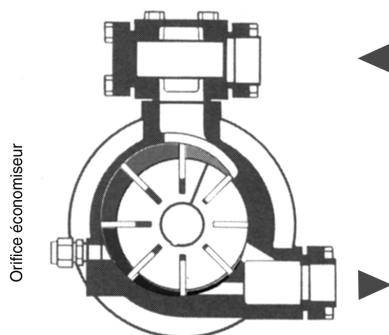


Figure 12.30 – Compresseur à piston tournant.

d'aspiration, alors que l'espace minimal débouche dans l'orifice de refoulement ; la réduction de volume atteint 3 ou 4, ce qui entraîne des taux de compression de 5 à 6 : cette notion est semblable à celle du V_i (pour les compresseurs à vis).

Cette machine, déjà utilisée dans les années 1930 (en particulier en basse pression à l'ammoniac), a fait l'objet de développements récents.

Exemple : le compresseur Rotocold

Lors de l'arrêt, les palettes ne sont pas toutes appliquées contre le stator, car elles sont libres dans les rainures et se mettent en place grâce à la force centrifuge, lorsque la vitesse est aux environs de 400 t/min. On peut donc considérer que la machine démarre à faible charge et peut être entraînée par des moteurs à démarrage direct.

En bout du rotor, une plaque maintenue en place par des ressorts supprime les risques de surpression dus à une éventuelle présence excessive de liquide.

Les techniques modernes d'usinage et la technologie des matériaux composites ont contribué au « retour » de cette machine. Le stator de forme non parfaitement cylindrique est usiné par une machine à commande numérique. Les palettes sont réalisées à partir d'un polymère aromatique renforcé de fibres de carbone courtes et imprégnées de PTFE assurant une certaine autolubrification. La lubrification est assurée à partir d'un séparateur d'huile externe sans pompe à huile.

Pour des utilisations basse température, la machine peut être équipée en complément d'un dispositif superfeed identique dans son principe à celui utilisé pour les compresseurs à vis.

La machine n'est équipée d'aucun dispositif de variation de puissance interne. Celle-ci peut être effectuée en utilisant, soit des moteurs à deux vitesses 3 000/1 500 t/min, soit un convertisseur de fréquence. La vitesse peut dans ce dernier cas être réglée de 400 à 4 000 t/min.

La gamme de machines a un volume engendré de 12,8 à 80,4 m³/h.

De nos jours, ces machines retrouvent de nouveaux développements, elles sont soit circulaires, soit elliptiques ; leur puissance frigorifique est assez faible (entre 200 W et 4 500 W).

est articulée sur le stator, alors que le rotor tourne à l'intérieur du stator, mais la génératrice de contact se déplace, et l'axe de rotation coïncide avec l'axe du cylindre fixe et il est excentré par rapport au piston. La palette est poussée au moyen de deux biellettes placées à ses extrémités ; elle est animée d'un mouvement identique à celui qu'elle aurait si elle était sollicitée par le piston. Cette disposition permet d'assurer le contact entre les deux pièces par l'intermédiaire d'une barrette agissant à la façon d'un segment. La palette peut osciller autour d'un axe de telle sorte qu'elle demeure, en permanence, radiale au piston rotatif.

L'étanchéité entre piston roulant et cylindre est assurée suivant la génératrice de contact par une chemise élastique en acier spécial emmanchée sur le piston. Cette chemise est percée de trous, en avant de la génératrice de contact ; les vapeurs comprimées pénètrent et « gonflent » la chemise élastique qui s'applique parfaitement contre le cylindre.

Le type le plus répandu de ce type de machines fut le Rotasco construit en Suisse par la société Escher-Wyss (groupe Sulzer) encore existant sur des installations NH₃ surtout en basse pression.

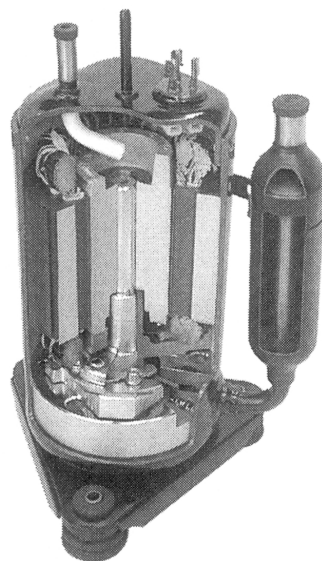


Figure 12.31 – Compresseur hermétique à palette (Tecumseh).

12.4.2 Compresseurs à piston roulant

Dans ce type de machines, semblables aux précédentes, une seule palette mobile radialement

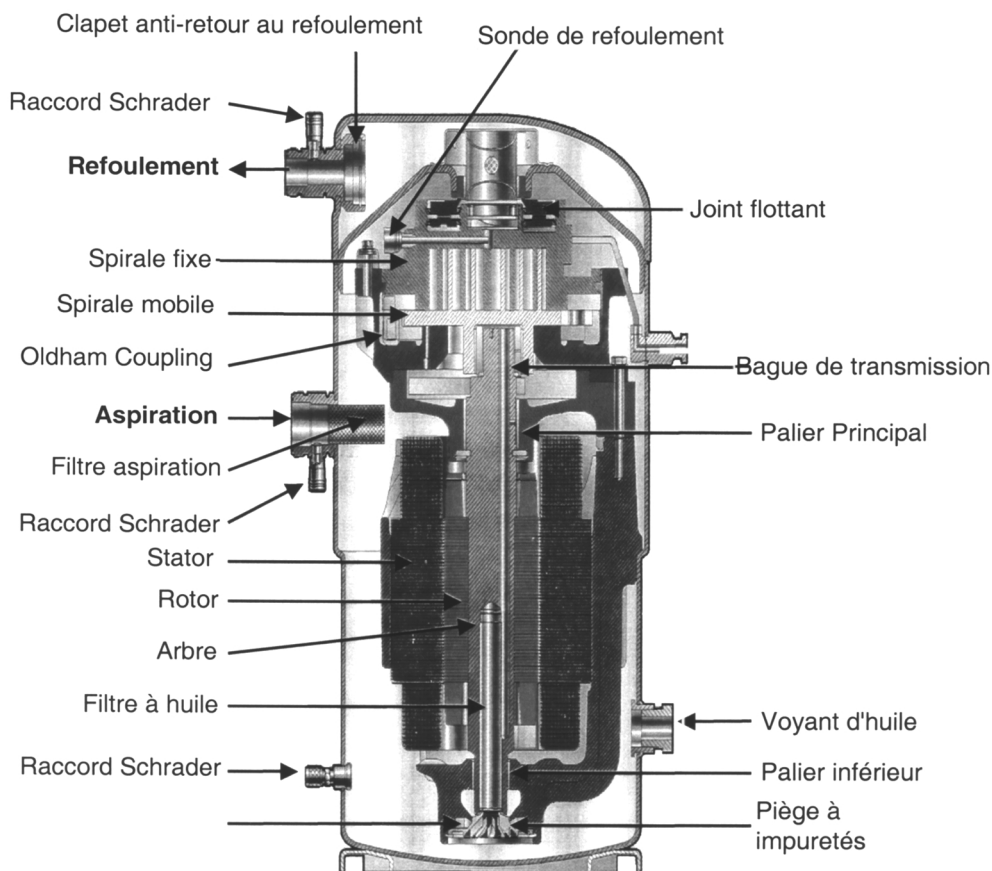


Figure 12.32 – Coupe d'un compresseur scroll Glacier (Copeland).

Par suite des difficultés de construction, cette machine est utilisée dans des cas spéciaux alors que les techniques modernes d'usinage permettent au Japon de ressortir ce compresseur avec une nouvelle technologie très simplifiée qui permet son développement dans les armoires ménagères et la climatisation automobile en petit tertiaire.

Il s'agit de petites machines hermétiques (par exemple compresseur Tecumseh hermétique, série RK, une palette, figure 12.31). L'introduction du fluide frigorigène est effectuée directement dans la chambre de compression, sans échauffement au travers du moteur. Ces compresseurs sont équipés d'une bouteille anti-coup de liquide. La palette est plaquée par un ressort contre le rotor.

12.5 Compresseurs scroll ou spiro-orbital

Le scroll a été inventé il y a de nombreuses années et reçut un brevet américain en 1905. Ce n'est qu'en 1970 qu'un Américain, Arthur Little, y apporta les améliorations qui permirent de déposer de nouveaux brevets. En 1984, le compresseur est relativement jeune et fait son apparition dans le domaine du conditionnement de l'air et des pompes à chaleur au Japon.

Alors que le compresseur hélicoïde utilise des rotors à trois dimensions, on peut dire, en simplifiant, que le scroll travaille lui en deux dimensions, malgré sa structure tridimensionnelle. Schématiquement, la machine comprend

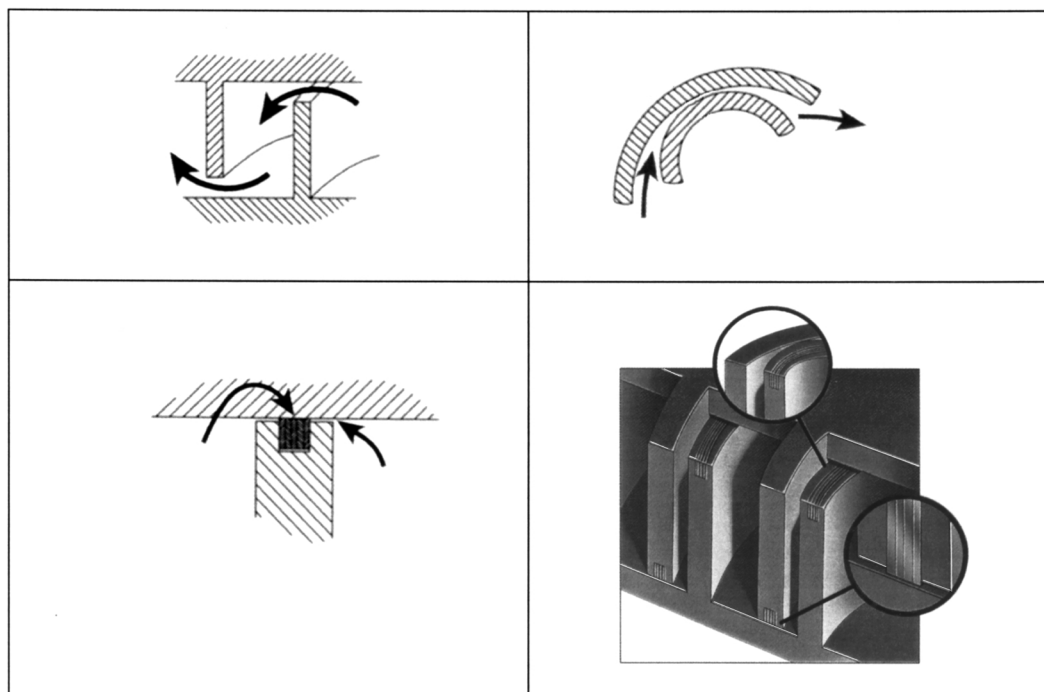


Figure 12.33 – Schématisation des fuites internes dans un compresseur scroll (Copeland).

une boîte et un couvercle cylindrique plats, renfermant chacun une cloison interne ayant la forme d'une spirale égale dans les deux boîtes. La boîte inférieure constitue le stator fixe ; elle reçoit le couvercle, mobile de telle sorte que les deux spires dont les centres sont décalés puissent osciller l'une dans l'autre avec un décalage de 180 °C. L'aspiration des gaz a lieu sur la périphérie de la boîte et le refoulement par le centre, au travers d'un joint flottant. Une chambre de compression est formée entre les deux enroulements fixe et mobile. Cette chambre, lors de la rotation, est progressivement réduite et ramenée vers le centre où a lieu l'échappement (figure 12.32).

Le débit de vapeurs traitées est continu : dans le cas présenté ici, il y a toujours quatre volumes fermés dont l'un est en phase d'aspiration, deux en cours de compression et le dernier en phase de refoulement.

Les principaux avantages sont les suivants :

- Il n'y a pas de clapets d'aspiration ni de refoulement ; par contre un clapet anti-retour pro-

tège le compresseur contre des migrations inverses du fluide frigorigène à l'arrêt.

- Il n'y a pas d'espace mort.
- Il n'y a pas de fuite directe de gaz entre le refoulement et l'aspiration, puisque ces deux espaces ne sont pas adjacents. Des fuites s'établissent cependant au niveau de la génératrice verticale de contact et sur les arêtes des spires (figure 12.33) ; c'est pourquoi le rendement volumétrique de ces compresseurs, bien que nettement plus élevé que celui des compresseurs à pistons, reste en général inférieur à 1. De plus, l'espace mort étant nul, le rendement volumétrique est moins sensible au taux de compression (voir l'étude des rendements d'un compresseur).
- Les vapeurs sont aspirées directement et ne traversent pas le moteur électrique : les chutes de pression internes sont réduites au minimum.
- Le niveau de bruit et les vibrations sont faibles.
- L'aspiration, la compression et le refoulement sont accomplis simultanément et d'une façon continue, le couple est presque constant (la

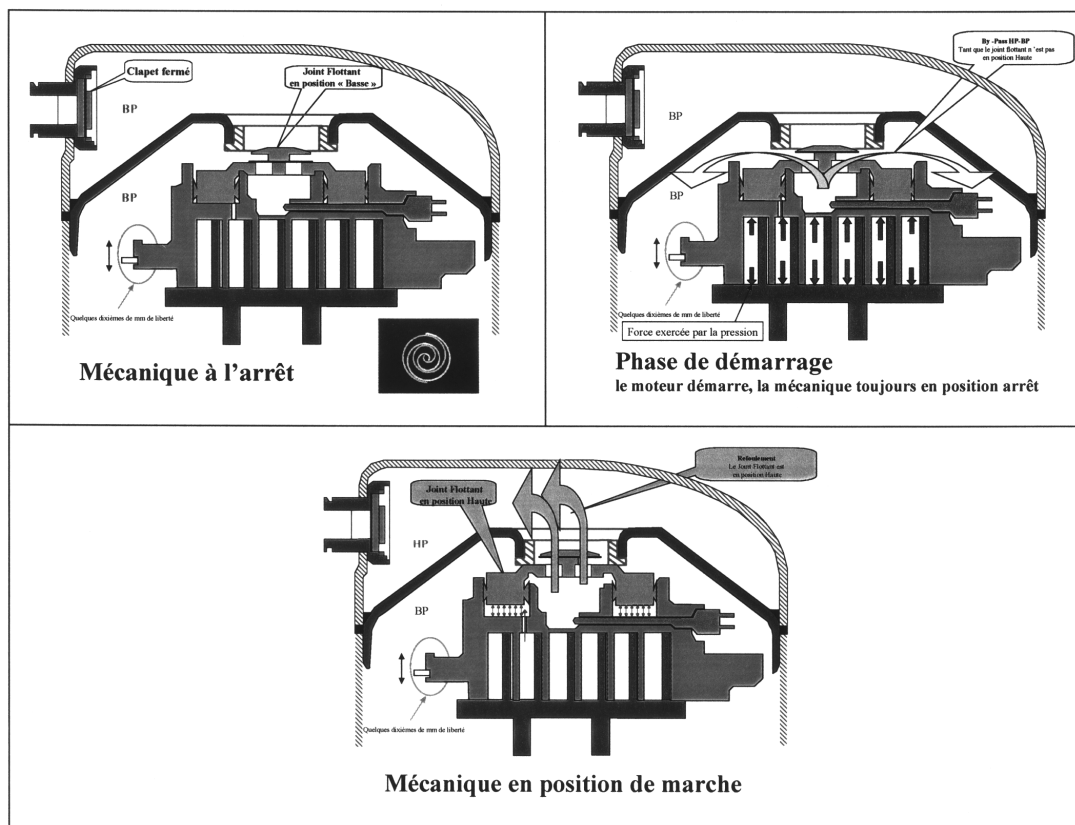


Figure 12.34 – Position de la spirale mobile et du joint tournant pendant les différentes phases de fonctionnement d'un compresseur scroll (Copeland).

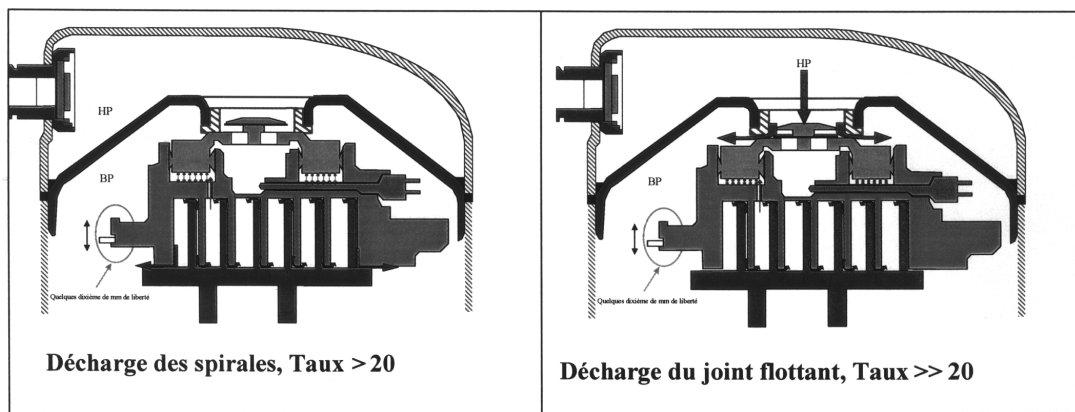


Figure 12.35 – Compliance axiale (Copeland).

variation est de 1/10 à 1/3 de celle d'un compresseur à pistons ou piston roulant).

- Le nombre de pièces est faible (2 pièces mobiles contre 15 pour un compresseur à deux pistons), la machine est petite, légère et efficace.

Constructeurs : Hitachi (Japon), Copeland (États-Unis), Trane (États-Unis), Maneurop (groupe Danfoss en France)...

Sa puissance maximale en réfrigération est d'environ 50 kW à - 10 °C. Son exécution est hermétique.

Ces compresseurs possèdent un rapport de volume V_i égal au rapport du volume d'une poche en fin d'aspiration et au refoulement. Leurs performances sont donc dégradées si le taux de compression demandé n'est pas voisin du rapport de pression intrinsèque. Toutefois, la dégradation reste très limitée.

12.5.1 Système Compliant de Copeland

Ce système permet de protéger le compresseur contre des conditions de fonctionnement anormales et ponctuelles, telles que des taux de compression trop élevés ou bien une alimentation du compresseur avec du liquide pendant les fonctionnements transitoires (démarrage, inversion de cycle...).

Le principe consiste globalement à donner à la spirale mobile deux degrés de liberté, axial et radial.

■ Compliance axiale

Elle permet essentiellement de limiter les efforts appliqués sur la mécanique du compresseur si le taux de compression est supérieur à une valeur limite (dépendant du domaine d'application du compresseur, donc de sa conception). La figure 12.34 représente le mécanisme d'un compresseur scroll à l'arrêt, au moment du démarrage et en fonctionnement normal.

À l'arrêt du compresseur, la spirale mobile repose sur la spirale fixe, et supporte le joint flottant. Au moment du démarrage, les vapeurs établissent progressivement la même pression sur les deux faces horizontales internes des spirales ; le joint flottant est encore en position basse, et les vapeurs quittant la chambre de compression sont refoulées dans le carter du

compresseur. En fonctionnement normal, le joint tournant est soulevé et ouvre une communication ménagée dans le voile de la spirale mobile. Les vapeurs comprimées et refoulées sont alors dirigées vers l'orifice de refoulement. Si le taux de compression augmente anormalement, la pression moyenne exercée sur les faces internes des spirales s'élève. La face supérieure de la spirale mobile est quant à elle soumise à la pression régnant dans le carter (BP). Le système Compliant lui permet alors de se soulever très légèrement, ce qui génère des fuites de vapeur entre les poches jusqu'à la périphérie et finalement dans le carter du compresseur. Si le taux de compression augmente encore, la pression de refoulement finit par exercer sur le joint flottant une force prépondérante et le joint s'abaisse : le court-circuit HP/BP est alors total (figure 12.35).

■ Compliance radiale

Il s'agit typiquement d'une protection contre les coups de liquide, analogue aux dispositifs de type « plaque à clapets mobiles » des compresseurs à pistons. La bague d'entraînement de la spirale mobile se déplace horizontalement et lui permet de se désolidariser de la spirale fixe (figure 12.36).

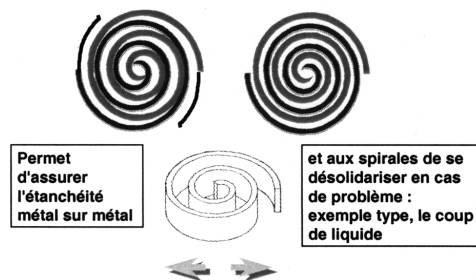


Figure 12.36 – Compliance radiale.

12.5.2 Variation de puissance (figure 12.37)

Le système Digital développé aujourd'hui sur les petites machines pour la climatisation utilise le système, breveté, développé ci-avant de la compliance axiale.

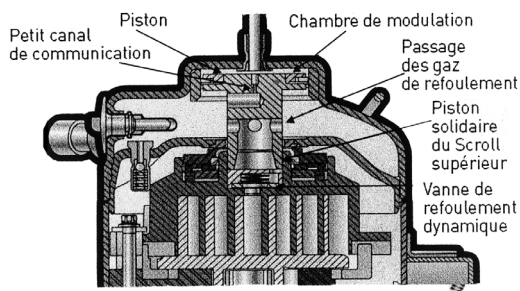


Figure 12.37 – Système de variation de puissance Digital (Copeland).

La variation de puissance de 100 à 10 % se fait par action sur la durée d'alimentation d'une électrovanne en tête selon le principe suivant. Pour obtenir une capacité de 20 % sur un cycle de 10 secondes, le compresseur fonctionnera à 100 % pendant 2 secondes et à 0 % pendant les 8 secondes suivantes. L'action de l'électrovanne permet d'écarter les deux spirales de 1 mm entraînant un fonctionnement à 100 %.

Le constructeur signale que le COP reste ainsi à charge partielle assez proche de celui à 100 %, et que le système n'altère pas la fiabilité de la machine et ne limite pas la plage de fonctionnement.

12.5.3 Injection intermédiaire

Ce système correspond aux systèmes de suralimentation décrits pour les compresseurs à vis : il s'agit d'injecter des vapeurs de fluide frigorigène à une pression comprise entre la BP et la HP grâce à deux orifices diamétralement opposés (figure 12.38). La position de ces orifices dans la spirale détermine bien sûr la valeur de la pression intermédiaire, qui est donc une donnée communiquée par le constructeur. Les avantages de ce dispositif ont été décrits précédemment (voir chapitre 7) ; ils permettent, par un refroidissement accru des vapeurs au cours de la compression, d'abaisser la température de refoulement ; par ailleurs, la puissance frigorifique et le COP sont augmentés par rapport à un compresseur mono-étage (figure 12.39).

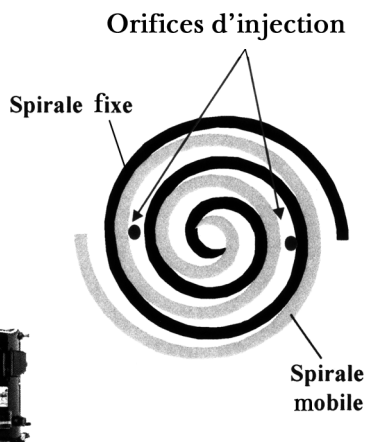


Figure 12.38 – Injection intermédiaire.

Les compresseurs spiro-orbitaux reçoivent globalement les mêmes équipements que les compresseurs hermétiques à pistons :

- protection contre des températures anormalement élevées : température des vapeurs refoulées ; température des bobinages (une sonde par bobinage, les résistances étant câblées le plus souvent en triangle) ; protection spécifique du palier inférieur ;
- filtre à huile.

12.6 Compresseurs centrifuges

Les compresseurs centrifuges permettent de véhiculer des volumes relativement importants de fluide frigorigène avec un taux de compression modéré. On peut naturellement, en multipliant le nombre d'étages, obtenir des taux de compression élevés, mais la limite d'utilisation fait que, bien souvent, les compresseurs volumétriques, mieux adaptés à des taux de compression élevés, deviennent moins coûteux. Le compresseur centrifuge trouve par conséquent son application la plus étendue dans le domaine du conditionnement de l'air où il suffit, le plus souvent, de refroidir de l'eau à une température comprise entre + 4 et + 10 °C.

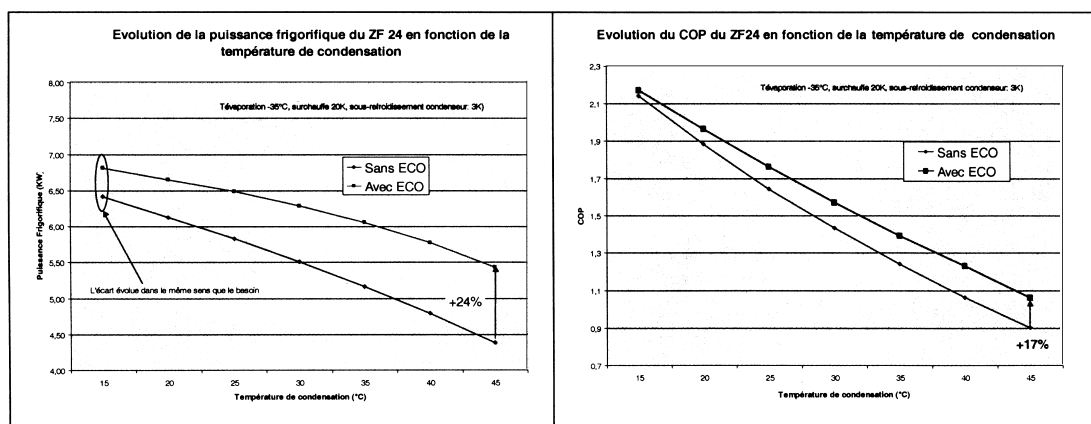


Figure 12.39 – Amélioration des performances (Copeland).

12.6.1 Rappels historiques

C'est vers les années 1910 et 1911 que les Allemands Lorentz et Elgenfel ont exploré les possibilités d'utilisation dans le froid des compresseurs centrifuges et, se basant sur les fluides connus à l'époque, en ont défini les limites des puissances frigorifiques conduisant à des possibilités de réalisation pratique. C'est ainsi qu'ils ont abouti à une puissance d'environ 600 kW pour l'anhydride sulfureux, de 1 450 kW pour l'ammoniac et de 7 500 kW pour l'anhydride carbonique.

En 1912 et 1913, Leblanc, en France, a étudié l'utilisation de la vapeur d'eau comme fluide frigorigène et a construit un compresseur centrifuge muni d'aubages radiaux en fibre végétale agglomérée sans flasques latéraux. Si cette machine, du fait même de l'utilisation de la vapeur d'eau (ce qui limitait la température d'évaporation) ne s'est pas développée, il faut reconnaître que Leblanc avait déjà songé aux fluides frigorigènes à poids moléculaires élevés et, en particulier, au tétrachlorure de carbone ; mais il n'a pu pousser ses réalisations qui, finalement, ne virent pas le jour.

Déjà, aux États-Unis, également en 1911, l'ingénieur Willis Carrier s'était préoccupé de fabriquer des machines pour le conditionnement de l'air et de rechercher des fluides qui auraient été caractérisés par leur basse tension de vapeur et par leur masse moléculaire élevée. C'est ainsi

qu'il aboutit, dans ses recherches, aux dérivés chlorés des hydrocarbures. Le premier fluide qu'il utilisa fut le dichloroéthylène, commercialement baptisé Diéline.

Or, ce fluide dérivant d'un hydrocarbure non saturé n'était pas suffisamment stable, si bien qu'au bout d'un certain temps, Carrier lui préféra le dichlorométhane, encore appelé chlorure de méthylène.

Cependant, dès 1931, la société américaine Kinetic Chemicals avait commencé à travailler la question des fluides chlorofluorés qu'elle a ensuite commercialisés vers 1933 sous la dénomination Fréons. Dès 1933, Carrier adopta le Fréon 11 pour les turbocompresseurs fonctionnant dans les conditions du conditionnement de l'air. Pour des applications à plus basse température, il utilisa le Fréon 12, le propane et, occasionnellement, l'anhydride sulfureux.

Une autre société américaine, Trane, introduisit l'utilisation d'un autre fluide, le R-113, dans les cycles à compression centrifuge en se lançant d'emblée dans la solution de la machine semi-hermétique avec, par conséquent, le moteur électrique incorporé.

En 1926, la société Brown-Bovery (BBC) construisit une machine d'une puissance de 7 000 kW avec de l'ammoniac, qui fonctionnait à une température d'évaporation de -15 °C et qui était destinée à une usine de la société allemande Kali Industrie à Merkers (Allemagne). Par la suite, BBC utilisa comme fluides frigorigènes le chlorure d'éthyle et

le bromure d'éthyle dans ses groupes pour conditionnement d'air (Frigiblocs).

Depuis la fin de la dernière guerre, les besoins de conditionnement de l'air se sont considérablement développés, si bien que de nombreux constructeurs de matériel frigorifique, aussi bien en Europe qu'aux États-Unis, se sont intéressés à la fabrication des machines centrifuges.

L'utilisation de HFC, et en particulier du R-134a (dont les caractéristiques sont voisines de celles du R-12), relance l'utilisation de compresseurs centrifuges en application refroidisseurs d'eau pour la climatisation, car le COP obtenu avec le R-134a est nettement supérieur pour ces applications à celui d'autres HFC (R-404A, R-507 et R-407C). D'autre part, les pressions de ces fluides surtout côté condensation sont nettement plus élevées que celles du R-134a, ce qui a un impact sur le prix des échangeurs.

12.6.2 Principes fondamentaux

Les machines centrifuges sont caractérisées par un échange permanent d'énergie entre un rotor muni d'aubes tournant dans un rotor et un flux de gaz s'écoulant d'une manière continue. L'augmentation de pression n'est plus fondée sur la réduction de l'espace offert au fluide, effet statique, mais sur la variation de la vitesse du gaz par effet centrifuge ; l'énergie cinétique communiquée au gaz par la roue se traduit par :

- l'accroissement de la pression statique du gaz ;
- l'accroissement indésirable de la vitesse en sortie de roue.

La transformation partielle de cette vitesse en pression est effectuée dans une pièce fixe appelée *diffuseur* (lisse ou garni d'ailettes), et la réduction de la vitesse s'achève ensuite dans une volute en forme de colimaçon (figure 12.40).

■ Mode de fonctionnement

Les vapeurs de fluide frigorigène sont introduites axialement au centre de la roue, puis sont réparties radialement avec la vitesse absolue $\vec{v}_1$. Elles sont refoulées en périphérie avec la vitesse absolue $\vec{v}_2$. La figure 12.41 représente ces deux vitesses pour une roue tournant à la vitesse angulaire ω , et dont les rayons à l'aspiration et au refoulement sont respectivement R_1 et R_2 .

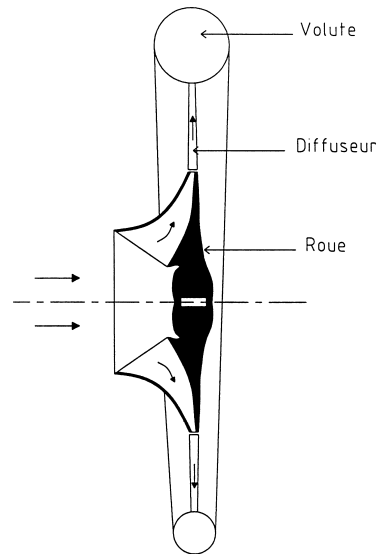


Figure 12.40 – Cellule de compression d'un compresseur centrifuge.

Dans le cas d'un compresseur idéal, la roue communique au gaz toute l'énergie qui est transmise à l'arbre par le moteur d'entraînement ; en chaque point de son parcours et en particulier à l'entrée et à la sortie de la roue, la vitesse absolue des vapeurs est la résultante de deux composantes :

- à l'entrée de la roue, une composante radiale u_1 correspondant à la vitesse d'entraînement, de valeur algébrique $u_1 = R_1\omega$; une composante w_1 correspondant à la vitesse relative : $\vec{w}_1 = \vec{v}_1 - \vec{u}_1$;
- à la sortie de la roue, une composante radiale u_2 (vitesse d'entraînement), de valeur algébrique $u_2 = R_2\omega$; une composante w_2 correspondant à la vitesse relative : $\vec{w}_2 = \vec{v}_2 - \vec{u}_2$.

L'énergie communiquée au fluide dans la roue est déduite du principe de la conservation de la quantité de mouvement appliqué à un système tournant (théorème d'Euler) stationnaire :

$$C = \frac{d}{dt} \sum \left(\int dm \cdot \vec{v} \wedge O\vec{M} \right)$$

où dm est l'élément de masse considéré dans le système, v est sa vitesse absolue, O représente

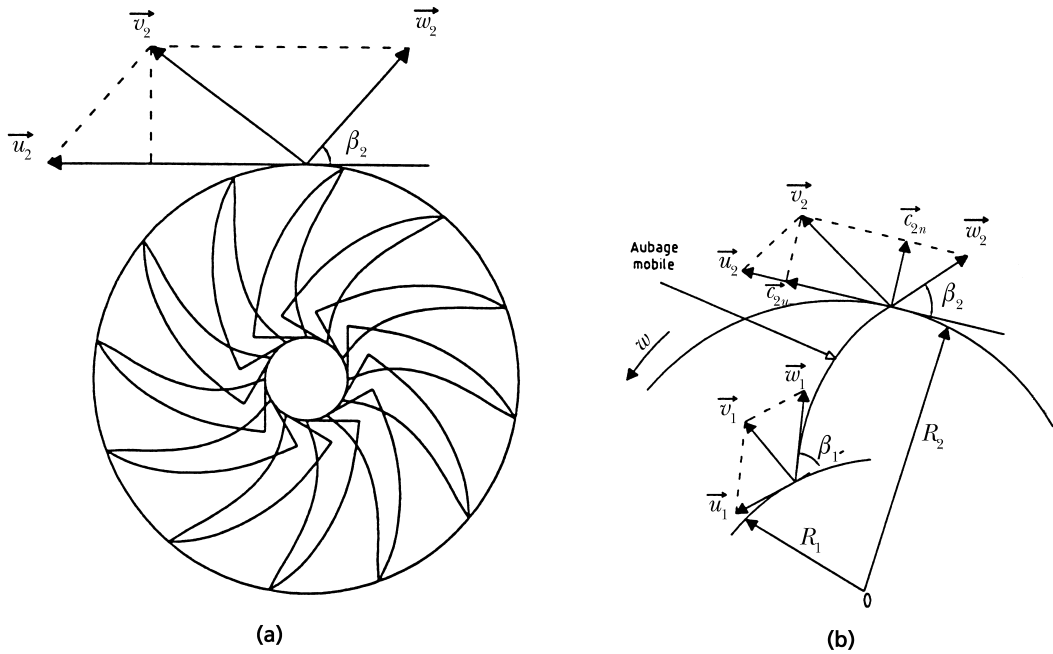


Figure 12.41 – Mode de fonctionnement d'un compresseur centrifuge : (a) diagramme des vitesses à la sortie ; (b) diagramme des vitesses dans la roue.

l'axe de rotation, M est la position de l'élément de masse.

Les vapeurs de frigorigène constituant un milieu homogène, et en vertu du principe de conservation de la masse, le théorème d'Euler s'écrit :

$$C = m \cdot (\vec{v}_2 \wedge O\vec{M}_2 - \vec{v}_1 \wedge O\vec{M}_1)$$

Avec $\vec{v}_1 \wedge O\vec{M}_1 = \vec{0}$, il vient

$$C = mv_2 \cos(\pi/2 - \beta) R_2 = mv_2 \sin(\beta) R_2,$$

et la puissance communiquée au fluide s'écrit alors (compresseur idéal) :

$$\begin{aligned} \dot{W} &= C\omega = \dot{m}v_2 \sin(\beta)\omega R_2 \\ &= \dot{m}v_2 \sin(\beta)u_2 = \dot{m}\Delta h \quad (\text{en kW}) \end{aligned}$$

On déduit la variation d'enthalpie massique des vapeurs de fluide frigorigène :

$$\Delta h = v_2 \sin(\beta)u_2 \quad (\text{en kJ/kg})$$

L'énergie transférée sous forme de pression est proportionnelle à la somme de trois termes :

- accroissement de pression dû au travail de la force centrifuge ($u_2^2 - u_1^2$) ;
- accroissement de l'énergie cinétique relative à l'aubage ($w_2^2 - w_1^2$) ;
- accroissement de l'énergie cinétique absolue ($v_2^2 - v_1^2$).

Le rapport de l'énergie de pression à l'énergie totale transférée par la roue s'appelle *degré de réaction* de la roue ; ce paramètre varie de 0,4 à 0,7, ce qui veut dire que, de toute manière, une fraction de l'énergie est transférée sous forme d'énergie cinétique. Le diffuseur ramène la vitesse en sortie de v_2 à v_3 et transforme la fraction ($v_2^2 - v_3^2$) incluse dans ($v_2^2 - v_1^2$) en pression.

■ Rendements

Dans un cas idéal, et en considérant toujours la compression isentropique comme compression de référence, la roue transfère au fluide la puissance :

$$\dot{W}_{th} = C\omega \text{ (en W)} = \dot{m}(h_{2is} - h_1)$$

avec C le couple moteur (en N.m) et ω la vitesse angulaire (en rad/s).

□ Rendement isentropique

La compression isentropique est repérée sur un diagramme de Mollier à partir du point initial 1 jusqu'à la pression finale au point 2_{is} :

$$\dot{W}_{th} = \dot{m}(h_{2is} - h_1)$$

alors que, dans la réalité, le point de refoulement réel est généralement à droite du point 2 théorique ; la puissance reçue effectivement par le fluide frigorigène s'écrit :

$$\dot{W}_{fl} = \dot{m}(h_2 - h_1)$$

Le rendement isentropique est alors :

$$\eta_{is} = \frac{h_{2is} - h_1}{h_2 - h_1}$$

La valeur de ce rendement se situe entre 0,62 et 0,83.

Remarque

Pour une compression isentropique d'un gaz parfait ou d'un fluide incompressible, la puissance reçue par le fluide s'écrit aussi :

$$\dot{W}_{th} = \dot{m}c_p(T_{2is} - T_1)$$

Dans le cas d'un gaz parfait, les évolutions de la pression et de la température sont liées par la relation :

$$\frac{dT}{T} = \frac{\gamma - 1}{\gamma} \frac{dP}{P}$$

Ceci permet d'aboutir à une autre expression de $\dot{W}_{th}$:

$$\dot{W}_{th} = \dot{m} \frac{\gamma}{\gamma - 1} r T_1 \left(\tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right)$$

soit en remarquant que $c_p = \frac{\gamma}{\gamma - 1} r$:

$$\dot{W}_{th} = \dot{m} c_p T_1 \left(\tau^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} - 1 \right)$$

□ Rendement polytropique

Les propriétés thermodynamiques des fluides frigorigènes sont différentes les uns des autres si bien que le rendement isentropique n'est pas

une notion invariante. Le rendement polytropique est obtenu à partir de l'énergie qui serait consommée lors d'une compression réversible entre les points 1 et 2 :

$$\dot{W}_p = f(n/n - 1) r T_1 \left[(P_2/P_1)^{(n/n-1)} - 1 \right]$$

avec f le facteur correcteur (pour les machines frigorifiques il est voisin de 1), n l'exposant polytropique du fluide considéré, R la constante du fluide considéré (en J/mol.K), T_1 la température d'aspiration (en K) et T_2 la température après compression (en K) :

$$T_2/T_1 = (P_2/P_1)^{(n/n-1)}$$

Le rendement polytropique est donc :

$$\eta_p = \dot{W}_p / \dot{m}(h_2 - h_1)$$

Sa valeur varie de 0,7 à 0,84, et 0,76 représente une bonne valeur moyenne.

Les deux rendements η_{is} et η_p sont reliés par l'équation :

$$\eta_{is}/\eta_p = (\gamma/\gamma_1) \left[(P_2/P_1)^{(\gamma/\gamma-1)} - 1 \right] / (n/n - 1) \left[(P_2/P_1)^{(n/n-1)} - 1 \right]$$

■ Influence des vitesses – Nombre de Mach

Le nombre de Mach M est le rapport de la vitesse à la célérité du son dans le fluide (Ca) :

$$Ca = (\gamma g R T)^{1/2}$$

On peut définir deux types de nombre de Mach.

□ Mach d'écoulement du fluide

Dans les compresseurs frigorifiques, les Mach types sont de l'ordre de 0,3 à l'entrée de la roue et légèrement plus à la sortie.

Au-delà de 1, les pertes d'écoulement s'accroissent par :

- décollements de veines gazeuses ;
- ondes de choc de compression.

□ Mach de roue

La vitesse périphérique de la roue u_2 est rapportée à la vitesse du son à l'entrée (température et pression d'arrêt) :

$$M_u = u_2/C_0^3$$

Les pertes de rendement sont généralement rapportées à la valeur M_u . Les valeurs maximales de M_u sont les suivantes :

- 1,8 pour roues en porte à faux sans moyeu saillant ;
- 1,5 pour roues sur arbre traversant l'ouïe d'aspiration.

■ Courbe caractéristique (figure 12.42)

Idéalement, la hauteur manométrique exprimée en m de fluide est fournie par la relation :

$$H = u_2 C_2 l / g$$

représentative d'une droite en fonction de la vitesse débitante $C_2 u$, pour une vitesse périphérique u_2 donnée.

La hauteur théorique est réduite par les pertes suivantes :

- pertes dues aux turbulences du gaz lorsque sa vitesse d'écoulement à l'entrée de la roue s'écarte de la vitesse pour laquelle l'angle d'entrée choisi n'est plus adapté (débit trop grand ou trop faible) ;

- pertes dues à la circulation du fluide entre les ailettes (tourbillons) ;
 - fuites de la HP vers la BP ;
 - pertes de frottement de la roue dans le fluide.
- La courbe définitive est représentée par une pseudo-parabole inversée possédant les points caractéristiques suivants :
- H la hauteur manométrique maximale, N_m le débit minimal stable ;
 - N le débit maximal, hauteur manométrique nulle ;
 - E le point de fonctionnement correspondant à une hauteur manométrique équivalente à l'écart de pression $P_c - P_0$ et à un débit volumique du frigorigène à l'aspiration et la différence d'enthalpie, correspondant au cycle frigorifique représente la puissance frigorifique fournie.

□ Pompage

À gauche du point H , la hauteur manométrique et le débit diminuent ensemble, cette plage de fonctionnement est appelée *zone de pompage*. Si

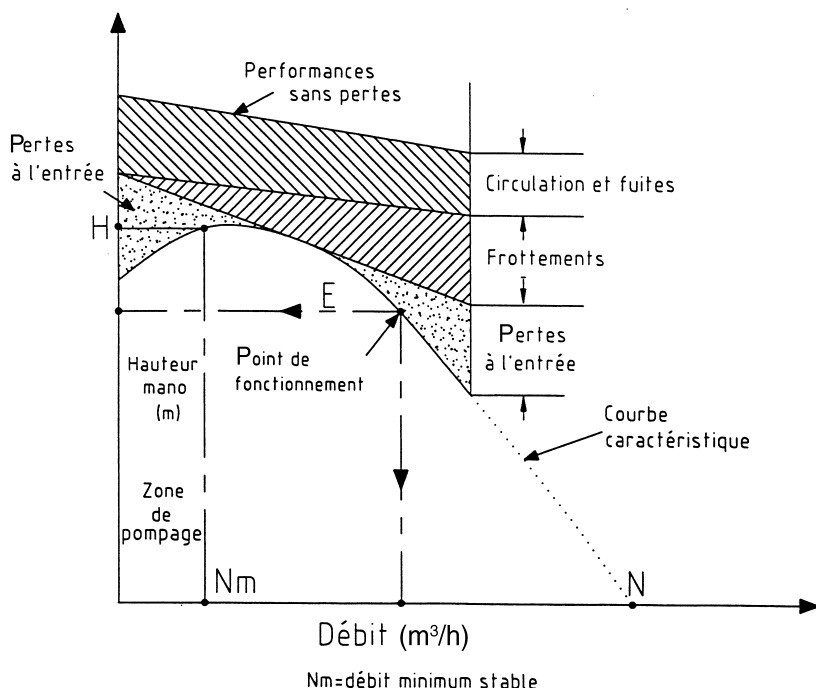


Figure 12.42 – Courbe caractéristique.

la pression de refoulement s'accroît, le compresseur peut atteindre éventuellement des conditions limites situées dans cette zone telles que la contre-pression à vaincre est supérieure aux possibilités du compresseur.

Il s'ensuit des *retours en arrière du frigorigène*, localisés à l'intérieur de la roue, avec diminution notable de la quantité de vapeur refoulée. Ces mouvements de fluide sont d'ailleurs accompagnés d'un *bruit caractéristique*.

□ Évolutions du point E

Si l'on suppose que le compresseur tourne à une vitesse stabilisée avec une température de condensation (pression P_c) constante, la hauteur manométrique devient représentative de la pression P_0 (température d'évaporation), celle-ci décroissant pour une ordonnée croissante. Le point E est alors représentatif de la puissance frigorifique du compresseur pour une température d'évaporation donnée.

Charge thermique croissante

Si la charge calorifique s'accroît, un plus grand volume de vapeur sera évaporé, que le compresseur aspirera lui-même à une température d'évaporation légèrement plus élevée. Le point E se déplace sur la courbe vers la droite pour des débits toujours plus élevés à des températures d'évaporation toujours plus hautes ; il y a équilibre en chacun des points.

Charge thermique décroissante

Si la charge calorifique diminue, un plus petit volume de vapeur sera évaporé, que le compresseur aspirera lui-même à une température d'évaporation plus basse. Le point E se déplace sur la courbe vers la gauche jusqu'à atteindre le point H à la limite de la zone de pompage.

Si le débit diminue encore, la roue ne peut plus rien aspirer et tourne à vide ; la pression d'évaporation diminuant, la masse volumique du gaz diminue et l'énergie que lui communique la roue n'est plus suffisante pour assurer son évacuation hors du compresseur. Il en résulte, à travers cette roue, une inversion du sens de circulation du fluide due à la pression de refoulement. La roue ne peut sortir de cette zone que si, la pression d'évaporation s'élevant et la pression de

condensation s'abaissant, le compresseur retombe sur une plage normale de fonctionnement.

Il faudra donc que les compresseurs centrifuges soient équipés de moyens permettant de corriger leurs écarts de fonctionnement et obtenir une stabilisation d'un régime donné pour des puissances frigorifiques variables.

12.6.3 Technologie des compresseurs

On retrouve les deux parties :

- traitement du gaz : transfert d'énergie au gaz par une ou plusieurs cellules de compression avec ou sans volute ;
- partie mécanique : transfert d'énergie à la ou sur les roues responsable(s) des pertes mécaniques à vide ; elle renferme le carter avec ou sans multiplicateur de vitesse, les paliers, les systèmes de variation de puissance et de lubrification.

■ Cellules de compression

Chaque cellule de compression est constituée par une roue centrifuge suivie d'un diffuseur à parois lisses ou muni d'ailettes.

■ Partie mécanique

Il existe sur le marché trois versions possibles de réalisation des compresseurs centrifuges :

- compresseur ouvert avec multiplicateur de vitesse séparé ;
- compresseur ouvert avec multiplicateur de vitesse incorporé au carter, donc sous gaz ;
- compresseur hermétique accessible avec moteur électrique incorporé et avec ou sans multiplicateur intégré entre moteur et compresseur.

□ Compresseur ouvert avec multiplicateur séparé

C'est la version la plus ancienne, avec trois éléments séparés rattachés par des accouplements :

- un à grande vitesse entre compresseur et multiplicateur ;
- un à petite vitesse (1 500 ou 3 000 t/min) entre multiplicateur et moteur électrique par

exemple, ou toute autre machine motrice (moteur à gaz). S'il s'agit d'une turbine d'entraînement, il se peut qu'il ne soit pas nécessaire d'utiliser un multiplicateur.

Compresseur à deux roues

Le plus classique et le mieux connu est le compresseur Carrier de la série 17M largement utilisé dans les groupes de refroidissement d'eau glacée pour le conditionnement de l'air. Le carter en fonte est en deux parties séparées par un plan de joint horizontal : le demi-carter inférieur renferme tout le mécanisme essentiel de la machine et le demi-carter supérieur vient simplement coiffer l'ensemble du compresseur lorsque le montage est terminé.

À l'intérieur de ce carter se trouve le rotor constitué de deux roues à aubages dont la vitesse de rotation se situe entre 3 000 et 12 000 t/min ; l'arbre d'entraînement est en acier spécial.

Ce rotor tourne sur deux paliers lisses lubrifiés sous pression. Autour du stator se trouvent les pièces coulées en fonte formant diffuseurs et canaux de retour ; les orifices d'aspiration et de refoulement sont ménagés dans le carter inférieur. Sur l'arbre en plus, se trouvent :

- une butée axiale ;
- des labyrinthes (partie fixe alu, partie tournante acier) qui séparent la partie traitement du fluide des paliers principaux et dans lesquels est injecté un léger débit de gaz sous haute pression, une partie s'écoulant vers les roues, l'autre empêchant l'huile de gagner le circuit frigorifique ;
- en sortie d'arbre la garniture d'étanchéité, qui s'apparente à celle des autres compresseurs (piston, vis), constituée par une bague de contact rotative montée sur l'arbre, étanchée par une bague rotorique en plastique et deux bagues en carbone fixes et pressées de chaque côté par des ressorts. Ce système assure l'étanchéité absolue de la sortie d'arbre quel que soit le régime de pressions interne/externe en marche ou à l'arrêt. L'autre extrémité de l'arbre comporte un pignon avec vis sans fin à 90° pour l'entraînement d'une pompe à huile à engrenages immergée. Le circuit de lubrification est plus ou moins compliqué, mais comporte au minimum les

accessoires suivants :

- une pompe à huile immergée ;
- un filtre très fin ;
- les tuyauteries d'alimentation des différents points à lubrifier ;
- une vanne de réglage de la pression ;
- une résistance de réchauffage ;
- un serpentin de refroidissement ;
- une pompe électrique de graissage indépendante pour assurer la lubrification pendant les périodes de démarrage et d'arrêt.

L'accouplement comporte deux manchons à dentures, clavetés sur les arbres compresseur et multiplicateur ; les deux manchons sont liés par une pièce cylindrique formée de deux parties à dentures internes, l'ensemble clos est sous bain d'huile.

Ces machines dans des versions industrielles peuvent recevoir de 3 à 4 jusqu'à 8 roues avec des réaspirations intermédiaires entre étages (figure 12.43). Elles sont souvent utilisées dans l'industrie pétrolière, la pétrochimie, la liquéfaction des gaz de pétrole ou la synthèse de l'ammoniac, doivent répondre à des codes de construction très stricts et sont pratiquement construites à la demande.

Compresseur monoroue

Il s'agit d'une machine à une seule roue montée en porte-à-faux sur un arbre court. Le modèle ainsi étudié par York est le plus simple qui soit (série L).

Le carter comporte deux parties liées par un plan de joint vertical (le démontage exige la dépose de la tuyauterie d'aspiration) :

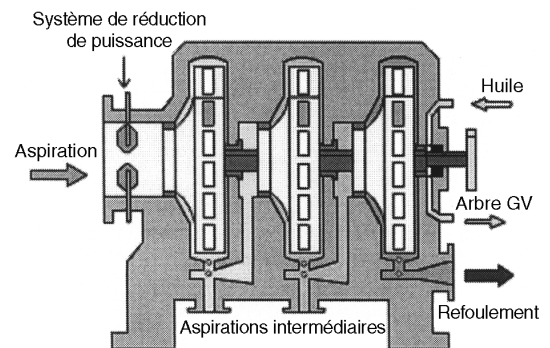


Figure 12.43 – Compresseur multi-roues.

- la partie avant (sens du fluide) renferme le dispositif de prérotation des gaz et supporte la volute de refoulement ;
- la partie arrière supporte les paliers et en partie basse forme réservoir d'huile.

L'arbre porte à une extrémité, en porte-à-faux sur le plus gros palier, la roue en alliage léger coulé. À l'autre extrémité de l'arbre est vissée la barre de torsion qui porte l'accouplement flexible.

La partie centrale de l'arbre porte une pièce mécanique qui constitue, d'une part la butée axiale, d'autre part une pompe à huile du type centrifuge.

☐ **Compresseur ouvert avec multiplicateur incorporé**

L'ensemble compresseur/multiplicateur/moteur n'est ni économique ni commode à mettre en œuvre (lignage). Aussi, York puis d'autres constructeurs tels que Sulzer (Uniturbo) ont logé le multiplicateur dans le carter de telle sorte que l'extension de l'arbre grande vitesse devienne le support en porte-à-faux de la roue du compresseur. Cette solution devient dès lors très économique et d'une installation aisée. Elle a permis de réaliser des groupes d'eau glacée de moyenne capacité (300 à 2 200 kW) équipés d'échangeurs compacts et assemblés puis testés en usine.

☐ **Compresseur hermétique accessible à moteur intégré**

Il existe deux types de construction avec ou sans multiplicateur :

- les machines les plus simples construites par Trane ou Carrier sont constituées à partir d'un moteur électrique tournant sous ambiance de fluide frigorigène et supportant deux roues en porte-à-faux, soit de chaque côté du moteur Trane, soit sur une seule sortie d'arbre Carrier ;
- les machines avec multiplicateur intégré.

Pour York ou Carrier, elles comportent une ou deux roues et permettent de couvrir des puissances frigorifiques allant de 800 à 4 000 kW environ avec des ensembles très compacts assemblés en usine.

12.6.4 Variation de puissance

Comme pour toutes les autres machines frigorifiques, il est nécessaire d'adapter la puissance frigorifique c'est-à-dire le débit aux demandes thermiques du système.

■ Par variation de vitesse

C'est de loin la meilleure solution car il suffit d'une faible variation de la vitesse pour obtenir un effet praticable économiquement avec un entraînement par moteur thermique (moteur ou turbine). La variation de vitesse sur des gros moteurs électriques, encore trop onéreuse, se développe.

■ Par des actions sur les pressions du cycle

Si la différence de pression croît, la puissance frigorifique décroît, mais la puissance absorbée croît ; l'opération peut se faire, soit côté condensation en réduisant le débit d'eau au condenseur, soit côté évaporation en créant une perte de charge à l'aide d'un volet placé à l'aspiration du compresseur.

Une telle solution entraîne un surcroît de puissance absorbée qui rend le système anti-économique.

■ Par prérotation du fluide à l'entrée

C'est le procédé dorénavant généralisé sur tous les compresseurs centrifuges car il est le plus souple, le plus économique et conduit à un meilleur rendement à charge partielle.

Des ailettes pivotantes, placées à l'entrée de la roue, donnent un mouvement giratoire aux gaz pénétrant dans l'ouïe d'aspiration ; ce tourbillon dans le sens de la rotation donne au compresseur une nouvelle courbe caractéristique semblable à celle d'une variation de vitesse. Le positionnement de ces ailettes peut être manuel, hydraulique, pneumatique ou électrique.

■ Par réduction complémentaire

Elle peut être obtenue en injectant des gaz chauds de refoulement dans l'évaporateur. On crée ainsi une puissance frigorifique artificielle

mais il n’y a pas réduction de la puissance absorbée.

12.6.5 Performance à charge partielle

La variation de débit du compresseur entraîne une variation corrélative de la puissance absorbée qui ne lui est pas proportionnelle que ce soit par variation de vitesse de rotation ou par prérotation. Le tableau 12.4 est établi pour un groupe complet en fonctionnement.

12.6.6 Pompage

La courbe caractéristique du compresseur montre que, de part et d’autre du point *H*, pour une même hauteur manométrique légèrement inférieure à la hauteur maximale, il existe deux débits possibles qui caractérisent un fonctionnement instable qui se traduit par du bruit, des vibrations, des échauffements et une oscillation permanente de l’intensité du moteur électrique. Un fonctionnement prolongé dans ces conditions peut entraîner la détérioration du compresseur.

12.6.7 Économiseur

Les machines à deux roues permettent d’avoir accès à une pression intermédiaire après la sortie des gaz de la première roue et avant l’entrée dans la seconde. Il est possible d’aspirer des vapeurs provenant d’une première détente,

vapeurs ayant comme origine le refroidissement du liquide jusqu’à cette pression intermédiaire (figure 12.44).
Le principe est identique au système économiseur ou superfeed décrit pour les compresseurs à vis. Il y a augmentation de la puissance frigorifique car la seconde détente provoque la génération de moins de gaz, le liquide a été refroidi et la production frigorifique massique est

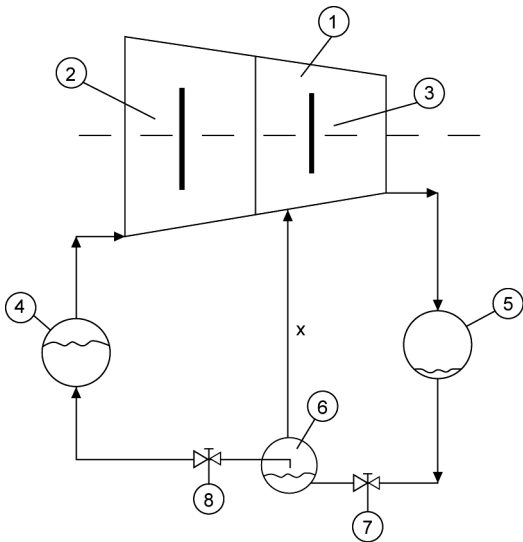


Figure 12.44 – Économiseur : système de réaspiration intermédiaire. 1 : compresseur. 2 : premier étage. 3 : deuxième étage. 4 : évaporateur. 5 : condenseur. 6 : économiseur. 7 : première détente. 8 : deuxième détente.

Tableau 12.4

% de volume aspiré	% de puissance absorbée	
	Variation de vitesse	Prérotation
111	120	
100	100	100
80	76	81
60	59	64
40	55	50
20	51	46
0	47	43

plus importante. La puissance absorbée augmente à cause de la compression du gaz aspiré à la pression intermédiaire. Cette augmentation est moins importante que le gain en puissance frigorifique donc le COP de la machine augmente.

Pour des machines ayant plus de deux étages de compression, on peut installer plusieurs économiseurs, ou bien assurer des puissances frigorifiques intermédiaires.

12.6.8 Compresseur centrifuge Turbocor (figure 12.45)

Présenté en Europe en 2004, ce compresseur de 250 kW qui fait maintenant partie d'une gamme de 250 à 1 000 kW en régime climatisation, présente des avantages très importants en utilisant des techniques « révolutionnaires » pour la réfrigération, dérivées de l'aéronautique (alliage aluminium) : compresseurs à deux roues de petit diamètre tournant à grande vitesse avec axe monté sur trois paliers magnétiques qui maintiennent l'arbre en

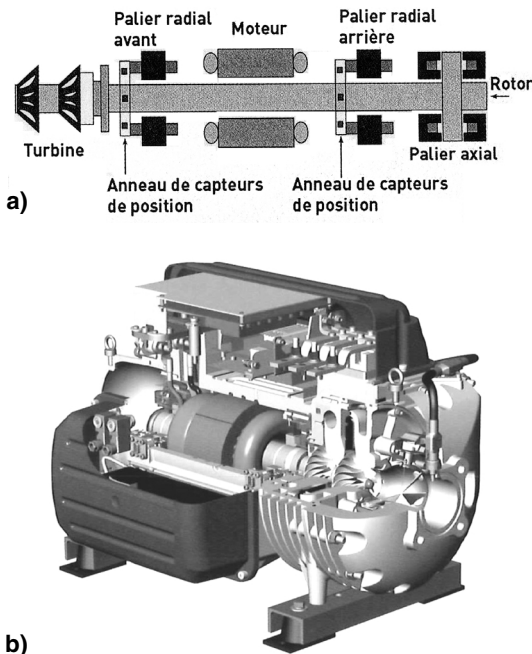


Figure 12.45 – (a) Principe du compresseur Turbocor (Danfoss) ; (b) coupe du compresseur Turbocor (Danfoss).

« lévitation » (deux paliers radiaux et un palier axial) ; à l'arrêt, l'arbre repose sur des paliers en carbone.

Les conséquences de ce choix sont très importantes :

– suppression de la lubrification :

- aucun palier en frottement car les paliers sont centrés en permanence par deux anneaux de capteurs de position ;
- pas de besoin d'étanchéité pendant la compression, comme pour les compresseurs centrifuges classiques ;
- simplification extrême de l'ensemble de compresseurs (pompe – refroidissement – réchauffage – circuit – contrôle – régulation) ;
- amélioration des coefficients d'échange ;
- suppression des dispositifs de réintégration d'huile depuis les évaporateurs noyés (nécessaires pour les compresseurs à vis) ;

– couple de démarrage voisin de 0 ;

– réduction des vibrations ;

– niveau sonore de 72,5 dBA à 1 m en pression acoustique malgré la vitesse élevée ;

– moteur à aimant permanent à démarrage progressif ;

– dispositif de variation de fréquence pour assurer la régulation de puissance ;

– double étage de compression pour permettre une grande plage de fonctionnement ;

– légèreté (5 fois plus léger qu'une machine à vis équivalente) ;

– compacité.

Différents constructeurs ont présenté des prototypes de refroidisseurs de liquide lors des salons en 2004 (Mostra Convegno à Milan et IKK à Düsseldorf), qui font l'objet de réalisations.

12.7 Échangeurs de chaleur

12.7.1 Généralités

Les échangeurs principaux et indispensables des machines frigorifiques et des pompes à chaleur sont l'évaporateur et le condenseur.

Autres échangeurs annexes :

- échangeur liquide/vapeur, entre les vapeurs basse pression aspirées par le compresseur et le liquide haute pression ;

- échangeur combiné évaporateur d'un côté/condenseur de l'autre (système cascade), par exemple NH_3/CO_2 ;
- sous-refroidisseur de liquide frigorigène ;
- récupérateur de chaleur sur le refoulement en condensation auxiliaire ou en désurchauffe ;
- échangeur intermédiaire (ou bouteille) dans le cas de cycles à deux étages ou de compresseurs à vis avec suralimentation ;
- échangeur refroidisseur d'huile dans le cas de compresseurs à vis, centrifuges ou à pistons ;
- échangeur avec corps d'échange type nid d'abeilles pour échange air/eau, en application refroidisseur d'eau atmosphérique par exemple ;
- échangeurs avec corps d'échange en tubes ailettes ou lisses tels qu'aéroréfrigérants secs ou humides.

■ Nature de la source (chaude ou froide)

- Gaz de toutes natures, air en général mais aussi gaz de process.
- Liquides : eaux de différentes origines, fluides frigoporteurs ou caloporteurs, fluides frigorigènes.
- Mélanges : liquide + gaz ou liquide + solide.

■ Fonction et type d'échangeur avec changement d'état au moins d'un côté

Évaporateur :

- refroidisseur d'air ou de gaz ;
- refroidisseur de liquide ;
- condenseur d'un autre fluide.

Condenseur :

- refroidi par un liquide (eau) ;
- refroidi par un gaz (air extérieur) ;
- refroidi par évaporation d'un autre fluide ;
- refroidi par air avec pulvérisation d'eau.

■ Conditions de fonctionnement

- Températures de la source à l'entrée et à la sortie de l'échangeur, et pressions. Facteur d'encrassement et autres informations sur la qualité des fluides (type de solution, concentration, corrosion...), perte de charge acceptable.
- Teneur en eau de l'air ou qualité des mélanges.
- Températures et pressions correspondantes du fluide frigorigène ; éventuellement sur-

chauffe à l'aspiration ou sous-refroidissement, température d'entrée des gaz dans les condenseurs. Selon la nature des fluides frigorigènes et particulièrement avec les HFC, importance du glissement.

- Pincement, c'est-à-dire écart minimal de température entre les deux fluides.
- Mode d'alimentation en frigorigène (pour les évaporateurs) avec indication des pressions et températures en amont du dispositif de détente pour les évaporateurs à détente sèche ainsi que le titre de vapeur à l'entrée.
- Taux de recirculation dans le cas d'évaporateurs noyés.
- Accumulation thermique, éventuellement eutectiques (glace par exemple).
- Indications concernant la marche en charge partielle et les variations des conditions de fonctionnement (pression, température, etc.).
- Variation des paramètres importants (par exemple température minimale et maximale d'air ou de l'eau).

■ Puissances frigorifiques et calorifiques à échanger

À pleine charge, à charge partielle, à charge minimale.

■ Caractéristiques géométriques

Elles sont en général définies par le constructeur qui de plus en plus dimensionne l'appareil et utilise des solutions propres quant aux types de tubes, d'ailettes, de configuration. Néanmoins, certains appareils peuvent être réalisés sur plan par un « chaudronnier ». Les définitions thermique et technique ne lui incombent pas.

- Disposition des tubes dans le sens de la circulation du fluide à traiter en ligne ou en quinconce.
- Écartement des tubes (entraxes).
- Diamètres interne et externe (ou épaisseur) des tubes.
- Présence d'ailettes (extérieures, intérieures, pas, nombre).
- Nombre de nappes verticalement et de rideaux horizontalement.

■ **Caractéristiques métallurgiques**

Nature des matériaux :

- acier ordinaire qualité basse température ou non ;
- métaux cuivreux pour les halogénés, aluminium ;
- aciers spéciaux (notamment inoxydable), si la nature de la source l'impose (eau corrosive, eau polluée, etc.).

Pour les ailettes :

- pas ;
- nature des matériaux et types d'ailettes ;
- mode d'assemblage des ailettes sur les tubes (sertissage par passage d'une olive, gonflage hydraulique) ;
- protection des ailettes ;
- Mode de protection du faisceau après fabrication (galvanisation, étamage, anodisation, plastification, époxy, Blygold, Shakaphen, Pollual).

■ **Résultat du calcul thermique**

Coefficient d'échange H en $W/m^2.K$.

■ **Particularités**

- Purge (incondensables, huile).
- Dégivrage.
- Adoucissement de l'eau, filtration pour échangeur à plaques en particulier sur circuits ouverts.

Dans certains circuits process, les gaz sont refroidis dans des échangeurs tubulaires avec

ou sans condensation partielle du gaz lui-même ou d'un de ses composants (par exemple SO_2 , chlore, azote) car le circuit doit être fermé ou sous forte pression. Les échangeurs utilisés sont analogues à ceux refroidissant de l'eau ou des liquides avec gaz dans les tubes.

Il existe quatre technologies principales :

- appareils multitubulaires ou utilisant des tubes ;
- batteries à ailettes ;
- appareils à plaques ;
- appareils coaxiaux.

Certains échangeurs sont difficiles à classer dans l'une de ces catégories, par exemple les tambours ou cylindres double enveloppe qui se rapprochent d'appareils de chaudronnerie.

12.7.2 Échangeurs multitubulaires

Ils sont constitués d'un faisceau de tubes assemblés sur une (tubes en U) ou deux plaques tubulaires (tubes droits) et complétés par un ou deux fonds...

Les tubes, généralement étirés et calibrés spécifiquement, destinés à la construction des échangeurs sont :

- en acier noir généralement étiré, lisses parfois moletés (ailettes extérieures dans la masse) ;
- en cuivre lisse, rainurés, moletés ;
- en cupronickel dans différentes nuances (par exemple 90/10), en général moletés ;

Tableau 12.5 – Classement des échangeurs.

Fluide secondaire	Évaporateurs	Condenseurs
Air sec et gaz	Batteries à ailettes	Batteries à ailettes
Air et gaz humides	Batteries à ailettes	Condenseurs évaporatifs Batteries à ailettes
Eaux et liquides	Échangeurs multi-tubulaires	Échangeurs multi-tubulaires
	Évaporation intra-tubulaire	Condensation extra-tubulaire
	Évaporation extra-tubulaire	Condensation intra-tubulaire
	Échangeurs à plaques	Échangeurs à plaques
	Échangeurs platulaires	Échangeurs platulaires
	Échangeurs coaxiaux	Échangeurs coaxiaux

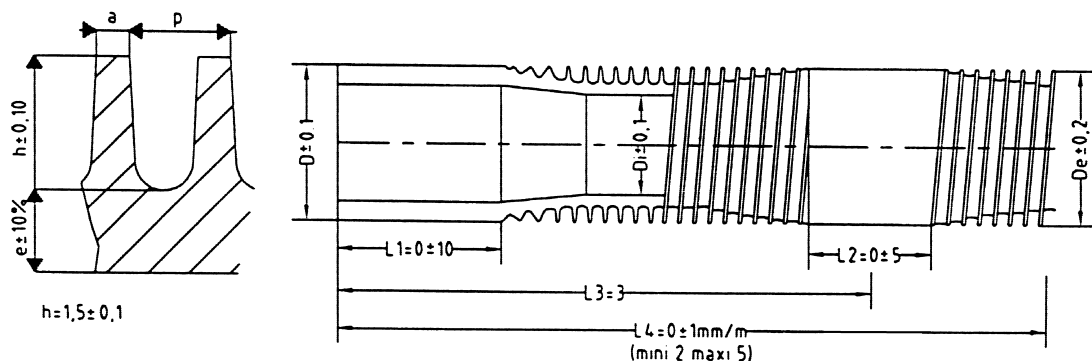


Figure 12.46 – Tubes à ailettes extérieures extrudées.

- en cupro-aluminium dans différentes nuances (par exemple 93/7 ou 91/9), en général moletés ;
- en laiton de différentes nuances (teneur en zinc 22 à 40 %), en général moletés ;
- en acier inoxydable de toutes nuances (304 – 316 – 316 titane), en général lisses.

Il existe un très grand choix de diamètres. On recherche surtout des tubes de petit diamètre qui conduisent à de meilleurs coefficients d'échange, à des appareils plus compacts.

■ Tubes à ailettes extérieures extrudées

Les ailettes sont obtenues par moletage du tube lisse. Les hauteurs et pas des ailettes dépendent de la déformabilité du matériau ; le cuivre et ses alliages offrent toutes les possibilités, tandis que l'acier impose certaines limites.

L'intérêt de ces tubes est qu'ils présentent un rapport de surface ailetée extérieure/intérieure de 3 à 5 suivant le type de tube, ce qui est intéressant lorsque le coefficient d'échange externe est faible par rapport au coefficient interne (par exemple, condensation extra-tubulaire et circulation d'eau à vitesse élevée à l'intérieur).

■ Tubes à ailettes ondulées

Ils comportent, sur un tube support, une ailette rapportée sous forme de bande ondulée, soudée hélicoïdalement sur ce tube. Ces tubes sont très utilisés pour le chauffage par eau chaude dans des locaux industriels.

■ Tubes à épines

Ces tubes sont garnis, à l'extérieur, d'une sorte de brosse métallique qui constitue une surface très développée. Un feuillard d'aluminium, entaillé régulièrement sur la quasi-totalité de sa hauteur, est enroulé en spirale et collé autour d'un tube cuivre ou aluminium.

On les trouve principalement comme condenseurs à air sur des petites unités de climatisation ou de refroidissement de liquide.

■ Tubes à ailettes intérieures rapportées

Un profil en général en aluminium de section en forme d'étoile à 5 ou 10 branches et étiré en vrille est positionné à l'intérieur du tube (figure 12.47). Cet insert a un effet turbulateur

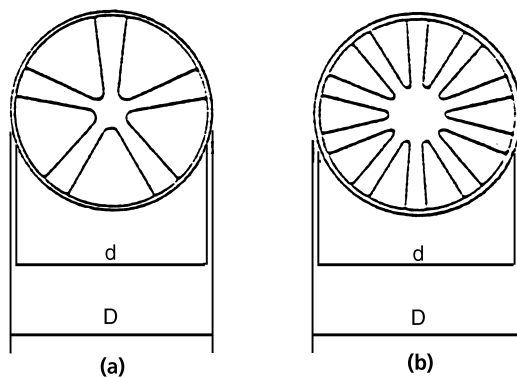


Figure 12.47 – Tubes à ailettes intérieures rapportées : (a) profilé intérieur à 5 branches ; (b) profilé intérieur à 10 branches.

et permet, dans le cas d'évaporateurs à détente sèche intratubulaire, de mieux « mouiller » la surface interne des tubes. Avec des tubes de diamètre extérieur 16 à 19 mm et d'épaisseur 1 mm, on a des rapports de surface interne/surface externe de l'ordre de 2 pour 5 branches et 2,7 pour 10 branches.

■ Tubes à ailettes intérieures intégrales

Les ailettes internes continues sont formées dans la masse du tube, la transmission thermique entre tube et ailettes est donc optimale (figure 12.48).

Par rapport aux tubes lisses, la surface interne rainurée permet une amélioration importante du coefficient d'échange thermique, en condensation et en évaporation.

Cet effet est obtenu grâce :

- à l'augmentation de la surface d'échange (+ 24 % pour le tube de diamètre 9,52/0,34 mm) ;
- à l'effet de drainage, par capillarité, de la phase liquide sous forme d'un film mince ;
- à l'inclinaison des rainures, qui provoque, sur ce film liquide, une action centrifuge.

■ Tubes à surface externe traitée

Récemment de nouveaux types de tubes ont été développés, qui possèdent des cavités, des aspé-

rités obtenues par usinage ou dépôt, destinées à accroître les échanges thermiques dans le cas de fluides en changement d'état (condensation et évaporation). Ces tubes sont dénommés *tubes à nucléation*.

■ Tubes composites

Il est possible de combiner des tubes à ailettes externes avec inserts turbulateurs, lorsque des deux côtés du tube, les coefficients d'échange sont médiocres.

■ Tubes corrugués

Il s'agit en général de tubes lisses standard qui subissent un marquage extérieur légèrement hélicoïdal qui ondule tant à l'extérieur qu'à l'intérieur (figure 12.49). La qualité de l'échange est améliorée par :

- la légère augmentation de la surface d'échange ;
- la création de turbulences à l'écoulement des deux côtés.

■ Plaques tubulaires

Les plaques tubulaires reçoivent les tubes du faisceau, elles sont placées aux extrémités de la calandre ; d'autres plaques (intermédiaires) de moindre épaisseur sont destinées à supporter

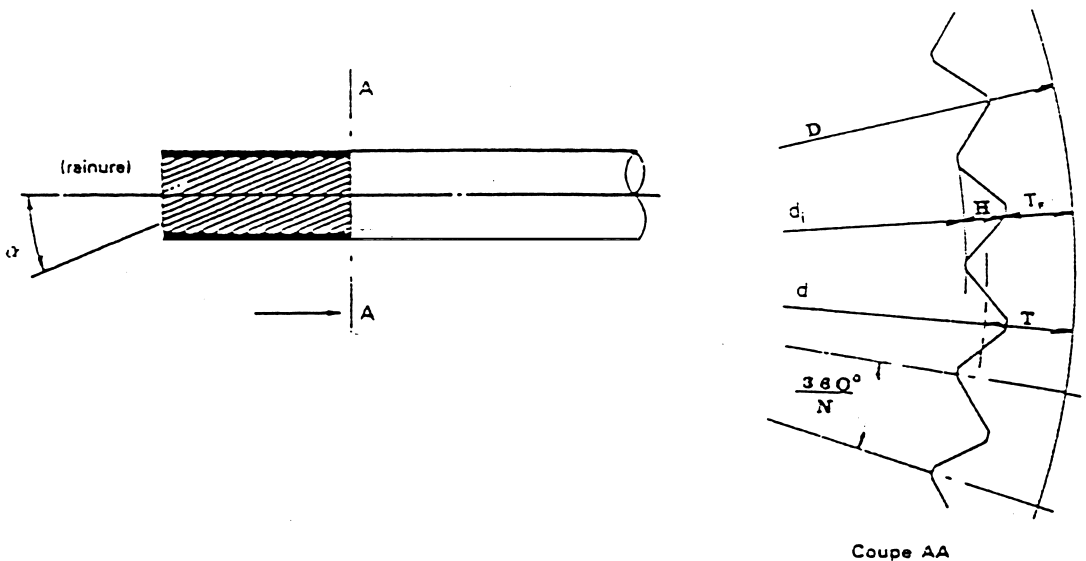


Figure 12.48 – Tubes à ailettes intérieures intégrales.



Figure 12.49 – Échangeur avec tubes corrugués (CIAT).

les tubes sur leur parcours, quand cela s'avère nécessaire (longueur non soutenue importante vis-à-vis de la flexibilité du tube).

■ Construction et assemblage

Les matériaux dépendent de la nature des fluides et de leur comportement vis-à-vis du métal.

Des plaques intermédiaires supports sont nécessaires pour soutenir le faisceau de tube lorsque l'on dépasse 2,5 à 3 m de longueur. Elles doivent permettre la circulation du fluide (par exemple condensats). Elles sont en général en acier.

Le polypropylène est maintenant utilisé pour les chicanes des faisceaux des évaporateurs à détente directe (côté fluide à refroidir). Les chicanes servent également de plaques supports, mais leur but principal est de réaliser des zones de passage du fluide à refroidir et de bien optimiser la vitesse de circulation.

Les plaques tubulaires après usinage sont ensuite percées et alésées.

Les trous dans les plaques tubulaires reçoivent soit :

- un chanfreinage extérieur, pour les tubes soudés ;
 - un alésage et un rainurage, pour les tubes mandrinés ;
 - un alésage seul, pour les tubes sertis.
- D'autres échangeurs utilisent des tubes non montés en faisceau et sans plaques tubulaires :
- herse pour évaporateurs immergés réalisés à partir de tubes parallèles ou inclinés soudés sur les collecteurs de chaque côté, ou raccordés entre eux par des coudes. Les tubes peuvent être horizontaux soudés sur des collecteurs horizontaux, ou verticaux soudés sur des collecteurs horizontaux ;
 - faisceau pour condenseurs évaporatifs : les tubes inclinés, en acier sans soudure ou feuillard soudé longitudinalement, sont montés en épingles soudées bout à bout jusqu'aux collecteurs d'entrée et de sortie. Ils sont ensuite galvanisés par immersion ;
 - serpentins réalisés en tubes enroulés sur un ou plusieurs diamètres d'enroulement.

12.7.3 Batteries à ailettes

Utilisation : meubles de vente, aérofrigorifères de chambres froides ou de surgélateurs, condenseurs à air...

Les batteries à ailettes sont constituées de tubes, sur lesquels sont serties des ailettes.

■ Tubes

Utilisation de cuivre pour fluides HFC, CO₂. Utilisation d'acier noir galvanisé après mise en place des ailettes pour NH₃ et CO₂. L'utilisation d'aluminium et d'acier inoxydable pour tous les fluides se développe.

Les constructeurs ont, d'année en année, réduit le diamètre des tubes de manière à améliorer les coefficients d'échange, réduire la masse et la charge de frigorigène en utilisant également des tubes rainurés intérieurement.

■ Ailettes

- Tubes acier/ailettes acier (protection par galvanisation).
- Tubes cuivre/ailettes aluminium.

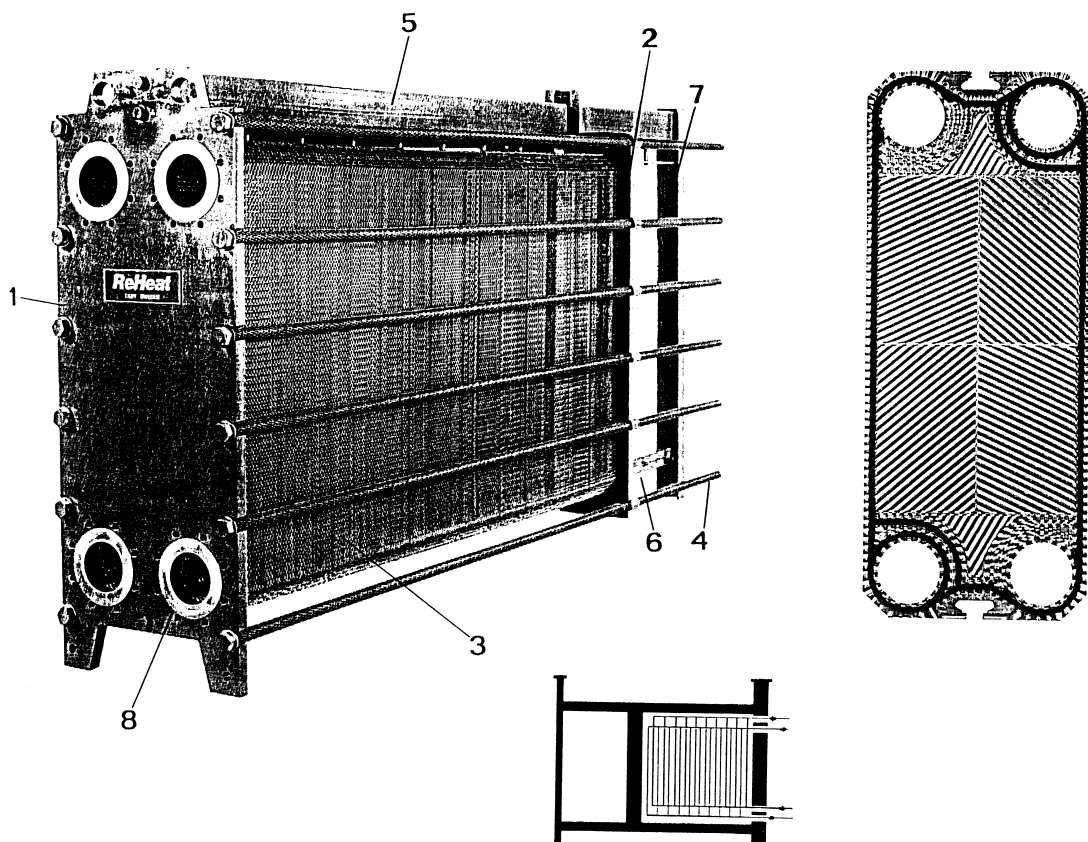


Figure 12.50 – Échangeur à plaques et joints démontables. 1 : bâti fixe. 2 : bâti mobile. 3 : paquet de plaques. 4 : boulons de serrage. 5 : barre porteuse. 6 : barre de guidage. 7 : support d'extrémité. 8 : connexions.

- Tubes acier/ailettes aluminium.
- Tubes inox/ailettes aluminium.
- Tubes cuivre/ailettes cuivre.
- Tubes et ailettes en acier inoxydable.

Grâce aux objectifs de réduction de charge de frigorigènes et l'utilisation de fluides conduisant à des débits volumiques faibles (exemple : R-410A et CO_2), des échangeurs à micro-canaux, utilisables en condenseurs à air mais aussi en évaporateurs refroidisseurs d'air, font leur apparition depuis peu.

12.7.4 Appareils à plaques

Ces échangeurs sont constitués par des empilages de plaques, ménageant entre elles des espaces où circulent les fluides en alternance

(canaux 1-3-5-7... pour un fluide et 2-4-6-8... pour l'autre).

■ Plaques démontables

Un échangeur à plaques comprend les plaques et joints, serrés entre le plateau fixe et le plateau mobile (figure 12.50). Un rail de suspension fixé sur le plateau fixe et sur le pied support supporte le jeu de plaques et permet le déplacement de celles-ci, pour montage et nettoyage. Les plaques sont maintenues en position à la partie inférieure par un guide. L'ensemble est serré par des tirants en périphérie avec un couple de serrage imposé par le fabricant.

Selon les applications, les fluides circulent à contre-courant ou à co-courant.

Il est possible de monter deux fonctions sur un même bâti (par exemple, un condenseur et un refroidisseur d'huile en série sur l'eau de refroidissement, ou un désurchauffeur et un condenseur en série sur le fluide frigorigène et l'eau).

□ Plaques

Les matériaux de construction sont de natures très variées suivant les fluides traités : acier inoxydable de différentes nuances A304, A316, A316L, titane, autres inox alliés spéciaux.

□ Joints

Nitrile®, Butyl®, éthylène-propylène, Viton®, chloropène.

Selon pression, températures et fluides.

□ Pressions

La pression de service (PS) est fonction des pressions des fluides aux températures définies par la directive européenne des appareils à pression DESP 97/23 CE :

- + 32 °C pour évaporateur ;
- + 43 °C pour condenseur à eau ;
- + 53 °C pour condenseur à air avec ambiance maximale + 32 °C ;
- + 63 °C pour condenseur à air avec ambiance supérieure à + 32 °C.

La pression différentielle est maximale entre les deux circuits.

Ces pressions sont fonction :

- du dessin des cannelures des plaques ;
- de l'épaisseur des plaques ;
- du matériau des plaques.

Les pressions maximales de service sont habituellement de 16 bar pour les évaporateurs, et de 25 bar pour les condenseurs.

L'emploi du CO₂ conduit à des pressions de 40 bar (lorsque ce dernier est utilisé en fluide frigoporteur ou comme fluide frigorigène dans le circuit basse température d'une cascade).

Ce sont des valeurs minimales réglementaires. Les conditions de fonctionnement ou les ambiances locales d'installation peuvent définir des pressions de service supérieures. L'utilisation de gaz chauds dans les évaporateurs amène à considérer, pour leur dimensionnement mécanique, les pressions de service HP.

La pression d'épreuve ou de test est aussi définie par la DESP, elle était de 1,43 PS mais portée à 2 PS pour éviter les réépreuves quinquennales (NH₃) ou décennales (HFC). Néanmoins, l'exemption des réépreuves ne dispense pas d'opérations de contrôle (voir les directives publiées).

■ Plaques intégrales (figure 12.51)

La construction consiste à assembler, par soudage, les uns à côté des autres, des profilés en aluminium munis de canaux intérieurs (b), obtenus par tréfilage. Après soudage, les plaques ainsi obtenues sont munies de collecteurs eux-mêmes soudés aux extrémités des profilés, puis usinées pour obtenir une planéité absolue. Les canaux seront utilisés pour la circulation du fluide frigorigène. Le nombre de canaux et de passages par plaque est obtenu par usinage en bout, côté collecteurs. Ces plaques évaporatrices sont principalement utilisées dans les surgélateurs à plaques, où elles ont remplacé des plaques qui, autrefois, étaient constituées par deux tôles soudées de part et d'autre d'un serpentín en acier (a).

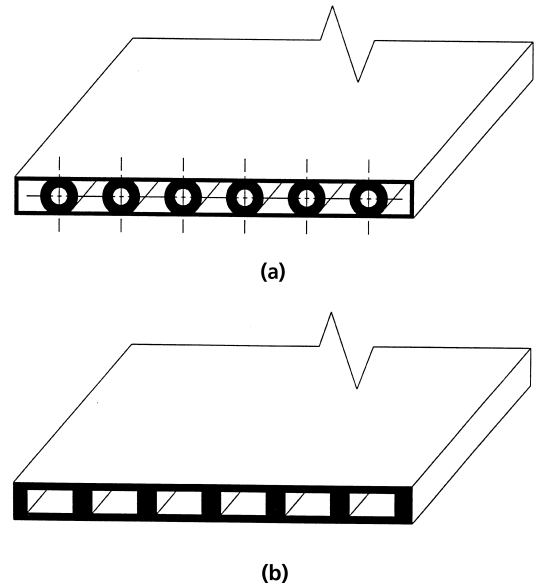


Figure 12.51 – Plaques intégrales : (a) plaque composite (tubes + enveloppe) (acier) ; (b) plaque monobloc (profilé en aluminium).

Ce dernier type de plaque est toujours utilisé pour réaliser des plaques accumulatrices de froid, le frigorigène circule dans les tubes et le mélange eutectique est introduit entre les deux plaques.

■ Échangeurs platulaires

Ces appareils, apparus depuis peu sur le marché, sont constitués par un empilage de plaques non démontables sans joints (figure 12.52). Ils acceptent des pressions de service maximales allant de 20 à 40 bar (pression absolue), et une température de service maximale de 700 °C. Il existe une variante dans laquelle les plaques sont totalement soudées mais les deux côtés sont accessibles.

■ Échangeurs à cassettes

Développés récemment pour les applications frigorifiques en condenseur, évaporateur, refroidisseur d'huile, économiseur, ils s'apparentent extérieurement aux appareils à plaques démontables, mais sur le circuit de fluide frigorigène, les plaques sont soudées deux par deux (soudure laser) formant ainsi des *cassettes* (figure 12.53).

Il n'y a plus de joint périphérique côté frigorigène qui est un joint délicat des échangeurs à plaques démontables, à cause de la pression qui les poussent vers l'extérieur, et du fait que du frigorigène se dissout dans les joints et augmente leur dimension au démontage, ce qui nécessite quasiment leur remplacement.

Sur les échangeurs à cassettes, il ne reste que des joints toriques, courants.

Il y a lieu de noter que, tant pour les échangeurs démontables que pour les cassettes, lors d'un démontage pour nettoyage du circuit secondaire, le circuit frigorigène est mis à la pression atmosphérique, ce qui implique une récupération du frigorigène (tirage au vide).

■ Échangeurs à plaques soudées

Les plaques sont de forme circulaire, soudées deux par deux et reliées par des tuyauteries de liaison réalisant ainsi un ensemble de disques (figure 12.54). Leur domaine d'application est identique à celui des échangeurs à cassettes, mais leur pression d'épreuve est plus élevée.

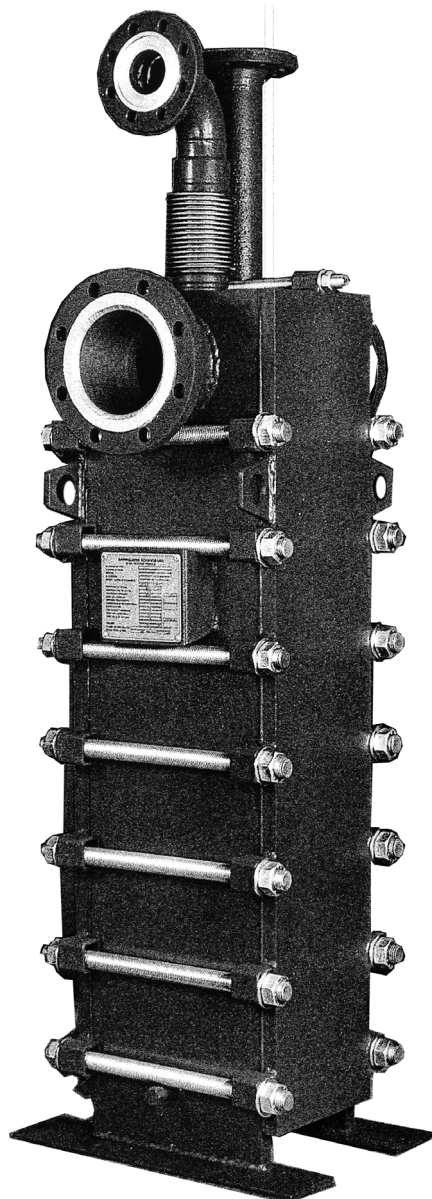


Figure 12.52 – Échangeur platulaire (Barriquand).

■ Échangeurs à plaques brasées (figure 12.55)

Ils ne sont pas démontables. Le brasage des plaques se fait au cuivre (pour fluide halogéné) ou au nickel (pour NH_3).



Figure 12.53 – Échangeur semi-soudé à cassettes (Alfa-Laval).

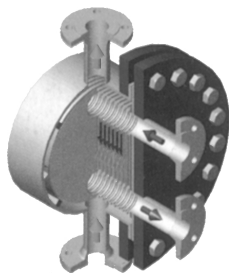


Figure 12.54 – Plaques soudées, version compacte (Vahterus).

■ Échangeurs à plaques soudées à circuit ouvert sur fluide à refroidir (figure 12.56)

Ils sont constitués d'un ensemble de plaques en inox raccordées en parallèle sur des collecteurs. Le circuit de réfrigération (évaporateur alimenté par détendeur thermostatique avec un brin distributeur par circuit, ou évaporateur « noyé ») est réalisé après soudage périphérique de deux plaques et soudage par point pour assurer une tenue mécanique par gonflage.

Utilisation :

- refroidissement d'eau instantané jusqu'à + 0,5 °C ;

- accumulation de glace (immersion) ou fabrication de glace en éclats (ruissellement) ;
- refroidissement de fluides de process spéciaux par immersion de l'échangeur (alors évaporateur dans un bac) ;
- HFC ou NH_3 ;
- refroidissement de fluides « chargés ».

■ Plaques de réfrigérateurs domestiques et congélateurs en général en aluminium

Le circuitage est obtenu par gonflage après sertissage.

■ Échangeurs coaxiaux

Ils comportent deux tubes concentriques. Le tube intérieur peut être remplacé par plusieurs tubes en parallèle.

Les échangeurs coaxiaux fonctionnent à contre-courant.

Applications :

- condenseurs, évaporateurs et refroidisseurs de liquide de petite puissance ;
- sous-refroidisseur ;
- échangeur liquide/vapeur ;
- rectificateur d'huile ;
- désurchauffeur-récupérateur de chaleur ;
- refroidisseur d'huile de petite capacité.

■ Micro-canaux

Il s'agit d'une technologie plus récente. Application en refroidissement de liquide propre ou refroidisseur d'air lorsque la compacité est un élément important. Application dans la climatisation automobile au CO_2 .

12.8 Condenseurs

12.8.1 Généralités

Les condenseurs servent à évacuer la chaleur prélevée à l'évaporateur plus l'équivalent thermique de la compression (machines frigorifiques) ou à restituer la chaleur puisée à la source froide additionnée de la puissance de compression dans le cas de pompe à chaleur.

Dans les installations en cascade comportant deux circuits fonctionnant chacun avec un fluide particulier, l'évaporateur de l'installation à haute température (R-404A ou NH_3) est le

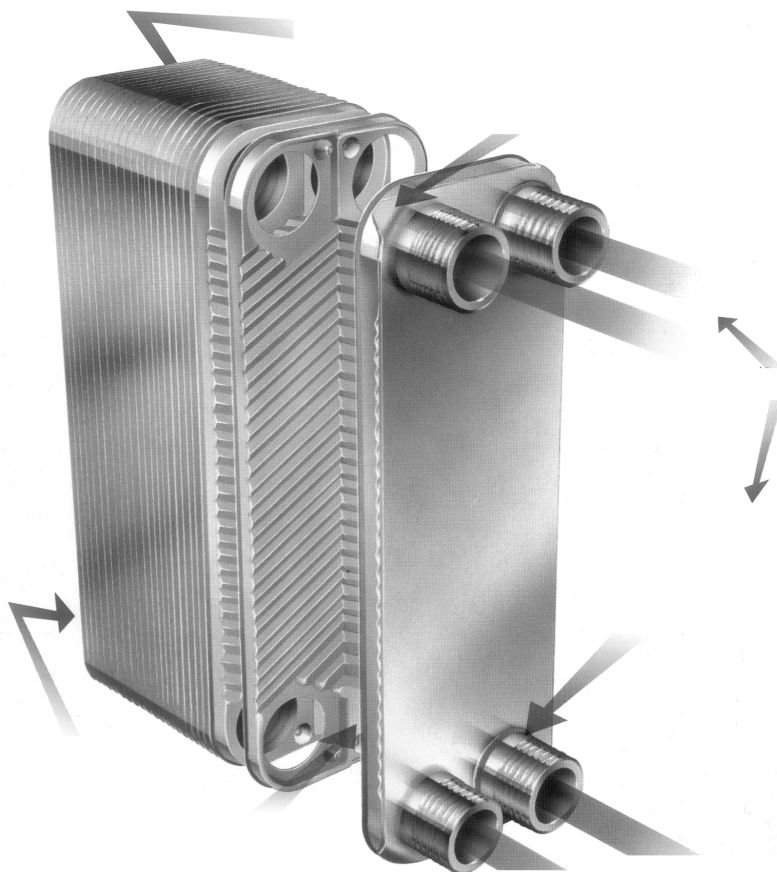
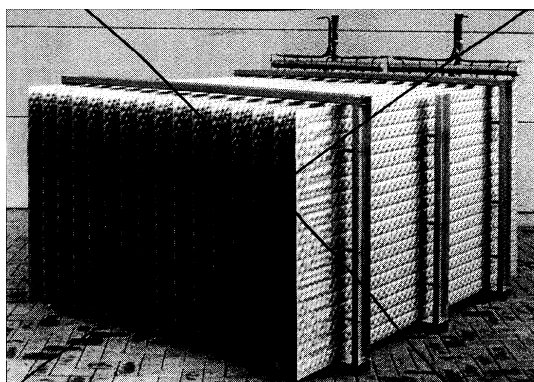
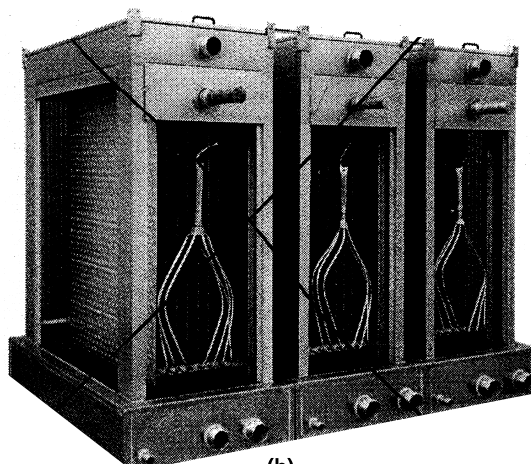


Figure 12.55 – Échangeur à plaques brasées (Alfa-Laval).



(a)



(b)

Figure 12.56 – Plaques (a) immergées ou (b) à ruissellement (Omega).

condenseur de l'installation basse température (CO_2).

On peut répartir les condenseurs en trois types, selon la nature du fluide secondaire : condenseurs à air, condenseurs à eau, condenseurs à évaporation d'eau ou évaporatifs.

12.8.2 Condenseurs à air (figure 12.57)

Ces derniers sont très répandus pour les petites et moyennes puissances car l'air est une source naturelle et gratuite.

Sélectionnés à partir de la température moyenne maximale de l'air ambiant, ils conduisent à des pressions de condensation les plus élevées. Les condenseurs sont à ventilation forcée. Il existe des condenseurs à air à convection naturelle utilisés sur les appareils ménagers, réfrigérateurs, congélateurs et conservateurs.

- Le fluide à condenser et l'air circulent à contre-courant.
- La quantité de chaleur correspondant à la désurchauffe représente selon les fluides et les régimes de fonctionnement de 10 à 25 % de la quantité de chaleur totale rejetée.
- La zone de désurchauffe occupe seulement de 5 à 10 % de la surface car l'écart de température est important.
- La zone de condensation (à température pratiquement constante sauf pour les mélanges

de HFC ayant un glissement) détermine la surface principale. Il peut être nécessaire de disposer d'un sous-refroidissement du liquide condensé. Dans ce cas, une surface complémentaire y est affectée.

- La puissance nominale des condenseurs est altérée par l'altitude et la température élevée car le débit massique des ventilateurs diminue en fonction de la masse volumique de l'air.
- La température de l'air ambiant (à l'entrée) influence également la puissance nominale.

Les appareils peuvent être horizontaux ou verticaux, la ventilation est alors verticale ou horizontale.

Les ventilateurs sont du type hélicoïde ou centrifuge. Cette dernière solution est nécessaire lorsque le condenseur est placé à l'intérieur d'un bâtiment pour des raisons de bruit par exemple ou d'indisponibilité de surface à l'extérieur. Des prises d'air neuf sont à aménager ainsi que des gaines d'extraction. Le bruit doit cependant être traité (pièges à son ou faible vitesse).

Les ventilateurs sont à basse vitesse, de façon à limiter les niveaux sonores élevés. Les vitesses de rotation dépassent rarement 1 000 tr/min. La vitesse minimale en ventilateurs hélicoïdes est de 375 tr/min environ. On peut utiliser des bivitesses ou des variateurs de fréquences pour adapter ou gérer le bruit.



Figure 12.57 – Condenseur à air à soufflage vertical (Alfa-Laval).

Pour les fluides halogénés, les batteries sont en cuivre avec ailettes en aluminium. Pour l'ammoniac, les batteries sont en acier avec ailettes en aluminium, en acier avec ailettes galvanisées ou en inox avec ailettes en aluminium.

Les nouveaux tubes comportent des rainures intérieures pour améliorer la condensation.

Une attention particulière doit être portée :

- à l'ambiance (air marin, air poussiéreux, air corrosif) ;
- à la perte de charge, côté fluide frigorigène ;
- aux contraintes de limitations de bruit ;
- aux vents dominants ;
- à la situation d'installation (ensoleillement, obstacles).

12.8.3 Condenseurs à eau

Origine de l'eau :

- l'eau de ville est coûteuse ; son utilisation est donc exclue en eau perdue, sauf pour des petits systèmes ou des utilisations très passagères ;
- eaux de rivière, de forage, de lac ou de nappe phréatique (il faut dans ce cas se préoccuper du problème de la qualité de l'eau utilisée et du rejet de l'eau réchauffée). Si c'est de l'ammoniac que l'on condense, on évitera la pollution de l'eau de rejet en cas de fuite, en intercalant une boucle de sécurité avec échangeur (en général, à plaques) dont la nature sera définie en fonction de la nature de l'eau puisée. Les captages et les rejets sont de plus en plus réglementés et font l'objet de déclaration ou d'autorisation selon les débits. De nouvelles lois sur l'eau sont en préparation ;
- eau de mer (il faut se préoccuper de sa qualité, car l'eau puisée en pleine mer est différente de l'eau portuaire) ;
- eau de réfrigérant atmosphérique en circuit ouvert (couramment utilisée) ; attention à l'encrassement car l'appareil est un « laveur d'air » ;
- eau de refroidisseurs atmosphériques en circuit fermé, modèles secs ou humides.

Suite à des problèmes de légionellose, les systèmes de refroidissement d'eau par pulvérisation dans l'air sont soumis à déclaration ou autorisation selon le type de circuit (ouvert ou

fermé), et selon la puissance thermique (inférieure ou supérieure à 2 000 kW). La réglementation définit des périodicités d'analyse, de contrôle, d'accès, de nettoyage...

La température de l'eau, le débit disponible et la perte de charge maximale sont les facteurs importants dans la définition de la température de condensation, de la surface et du coût.

Ne pas privilégier automatiquement le premier investissement car l'énergie de compression sera définitivement pénalisante.

S'il y a une possibilité de récupérer la chaleur, l'intérêt des condenseurs à eau augmente fortement.

Exécution des condenseurs à eau :

- condenseurs horizontaux multitubulaires ;
- condenseurs verticaux multitubulaires ;
- condenseurs co-axiaux ;
- condenseurs à plaques.

■ Appareils horizontaux multitubulaires (figure 12.58)

Ce sont les plus utilisés, car ils sont faciles à installer, compacts (attention au risque de gel) et assez faciles à nettoyer mécaniquement, car les fonds à eau sont démontables. Prévoir une zone d'accès égale à la longueur de l'appareil.

Le débit d'eau est calculé sur la base d'un échauffement de 3 à 5 K pour l'eau de mer, de 4 à 6 K pour l'eau de tour de refroidissement et de 10 à 30 K pour l'eau de ville ou de puisage. La température de condensation est en général supérieure de 3 à 5 °C à la température de sortie d'eau. Il faut définir un coefficient d'encrassement.

■ Condenseurs verticaux multitubulaires

Ces appareils sont surtout utilisés dans les installations à l'ammoniac lorsque les eaux de refroidissement sont très « chargées ». Ils sont en voie de disparition.

Il n'y a pas de fonds avec chicanes ; l'eau amenée à la partie supérieure est uniformément distribuée dans les tubes grâce à un bassin situé au-dessus des tubes. Chaque tube possède à son entrée un dispositif de préirrigation, qui projette l'eau sur la paroi interne du tube avec un mouvement de vortex, lequel ménage dans la partie

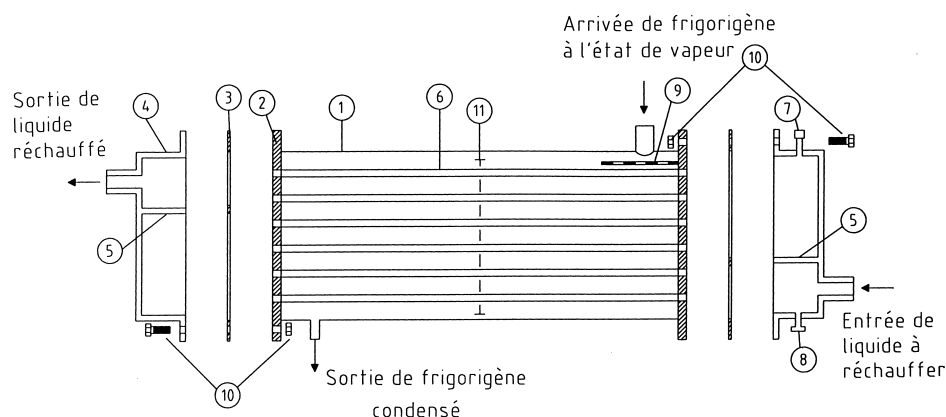


Figure 12.58 – Principe d'un condenseur multitubulaire. 1 : virole extérieure. 2 : plaque tubulaire. 3 : joint. 4 : fond. 5 : chicane. 6 : tubes. 7 : purge d'air. 8 : purge de liquide. 9 : déflecteur. 10 : boulons de fixation. 11 : support(s) intermédiaire(s) éventuel(s).

centrale du tube une cheminée où l'air circule de bas en haut, ce qui entraîne un petit refroidissement de l'eau par évaporation.

Les tubes sont de plus gros diamètre, environ 50 mm, et lisses.

Ils sont nettoyables mécaniquement en fonctionnement, ce qui est impossible avec les multitubulaires horizontaux.

■ Condenseurs co-axiaux

Ils sont surtout utilisés dans les installations de petite puissance, avec des fluides halogénés.

■ Condenseurs à plaques

Cette technologie plus récemment utilisée fait appel aux échangeurs à plaques du type brasé, plaques et joints, plaques soudées en cassettes, plaques rondes entièrement soudées, platulair. Le choix sera fonction du fluide frigorigène, de la nature de l'eau, de la pression de service. Les matériaux des plaques sont en inox 304 – 316 – 316 titane.

On évitera l'utilisation de condenseurs à plaques sur un circuit de refroidissement ouvert, à cause du fort risque d'encrassement et du fait que le nettoyage nécessite l'ouverture du circuit de frigorigène dans le cas de condenseurs à plaques et joints ou à cassettes, et l'impossibilité d'accès dans le cas d'échangeurs brasés ou soudés. Dans ce cas, le nettoyage ne peut être que chimique.

12.8.4 Condenseurs évaporatifs ou évapocondenseurs

Les évapocondenseurs sont très largement utilisés dans le froid industriel car ils combinent, en un seul appareil, un condenseur et une tour de refroidissement, et conduisent à des températures de condensation plus basses (voir chapitre 8).

Conception (figure 12.59) :

- une batterie de condensation en tubes d'acier lisses, galvanisée à chaud après fabrication. Cette batterie est parfois précédée d'une batterie à ailettes jouant le rôle de désurchauffeur (cas de l'ammoniac) située au-dessus des rampes de distribution d'eau ;
- une section de ventilation équipée de ventilateurs centrifuges ou hélicoïdes à basse vitesse de rotation, assurant une circulation d'air, ascendante dans la plupart des cas. À la sortie de l'appareil, se trouve un séparateur de gouttelettes. Les ventilateurs peuvent être placés en soufflage (centrifuges ou hélicoïdes) ou en aspiration (hélicoïdes) ;
- un bac de collecte/rétention d'eau équipé d'une pompe centrifuge. L'eau est refoulée dans des rampes de pulvérisation ou de distribution d'eau placées au-dessus de la batterie de condensation. Le bassin est équipé d'un système à flotteur ou d'un contrôleur de niveau électrique, qui l'alimente en eau d'ap-

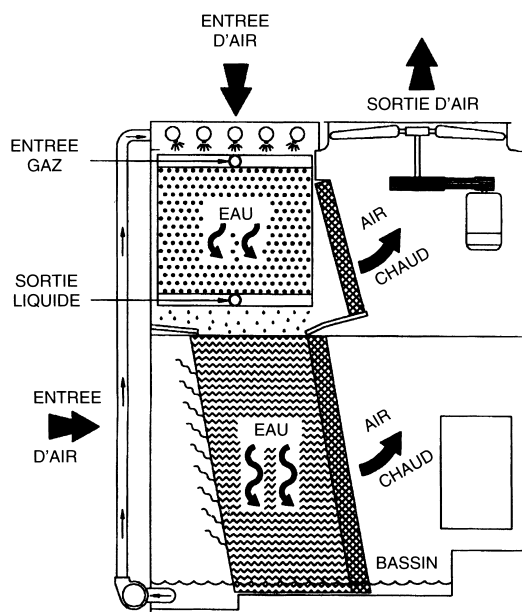


Figure 12.59 – Condenseur évaporatif avec refroidissement d'eau (BAC).

point. Un trop-plein ou mieux une purge contrôlée permet d'éviter la surconcentration en sels minéraux. L'eau d'appoint est traitée afin d'éviter l'entartrage, la corrosion, le développement d'algues, la légionellose. La déconcentration est fixe ou optimisée en fonction de la consommation et de la résistivité de l'eau.

Les condenseurs évaporatifs implantés en général à l'extérieur, contiennent une charge de fluide plus importante que celle des autres condenseurs. Leur emploi a tendance à se réduire, compte tenu des problèmes d'environnement surtout avec le NH_3 et du coût de l'eau. Il existe une variante de condenseur évaporatif dont l'eau d'arrosage est refroidie sur un « nid d'abeille » permettant ainsi de pulvériser sur la surface de condensation de l'eau plus froide.

Dans ce condenseur évaporatif s'établissent deux types d'échange thermique :

- l'un convectif entre les tubes et l'eau avec transfert de chaleur du fluide en condensation vers l'eau en fonction des écarts ;
- l'un en transfert de chaleur entre l'eau et l'air en circulation ; la chaleur transmise à l'eau

vaporise une partie de celle-ci à température constante et sature l'air extérieur qui ne l'était pas (différence entre l'enthalpie de l'air saturé à la surface du film d'eau et l'enthalpie de l'air au contact de cette surface).

Le fonctionnement de cet appareil est donc lié à la température humide de l'air, celle-ci étant généralement inférieure de 8 à 12 °C aux températures sèches. Les températures de condensation d'un système utilisant des condenseurs à évaporation, peuvent donc être de 8 à 12 °C inférieures à celles d'un condenseur à air ; l'économie énergétique qui en résulte, au niveau de la compression, peut atteindre 10 à 20 %. Généralement, la température de condensation retenue se situe entre 10 à 15 °C au-dessus de la température humide moyenne maximale. Là aussi, il y a lieu de trouver le bon compromis investissement/exploitation. Lorsque l'on intègre le coût de l'eau d'appoint, du traitement, des contrôles, l'économie de consommation d'électricité sur les compresseurs est partiellement ou parfois totalement annulée.

Si elle est nécessaire la régulation de puissance de l'appareil se fait :

- par réglage du débit de ventilation par des organes mobiles du type registre, pilotés par la pression de condensation ;
- par arrêt d'une partie de la ventilation ou moteurs deux vitesses ;
- par variation de vitesse du (ou des) ventilateur(s).

En hiver, à partir d'une certaine température d'air, on peut arrêter le ruissellement d'eau ; la puissance du moteur d'entraînement des ventilateurs doit être renforcée, car l'air véhiculé est plus dense (température sèche plus basse) et le débit d'air augmente car il n'y a plus la résistance due à la chute d'eau en contre-courant. La puissance « à sec » est de l'ordre de 15 à 20 % de la puissance nominale pour un même écart.

Avant de décider de l'installation d'un système de variation de puissance, on doit considérer la nécessité et l'impact sur la puissance absorbée des compresseurs et celle des pompes et ventilateurs. Le condenseur évaporatif étant situé à l'extérieur, des précautions doivent être prises comme pour les condenseurs à air.

De plus, en hiver, il faut prévoir suivant les régions :

- un réchauffage du bassin commandé par thermostat d'ambiance ;
- une protection de la pompe et des tuyauteries pouvant contenir de l'eau à l'arrêt par chauffage et/ou isolation ;
- une vidange éventuelle du bassin par temps très froid (ou l'installation du bassin et de la pompe à l'intérieur). Le bac de l'appareil sert de collecte.

Il faut également prendre en compte le panache de vapeur d'eau, la gêne et parfois même le risque de formation de givre sur des surfaces froides en hiver.

La présence d'incondensables (air en particulier) augmente la température de condensation. Il faut donc prévoir sur les condenseurs des systèmes de purge en fonctionnement et à l'arrêt. Le système de purge est manuel, périodique ou automatique.

12.8.5 Facteurs d'encrassement

Les eaux utilisées pour refroidir les condenseurs renferment des impuretés ou des sels minéraux qui, très rapidement (dès la mise en service de l'échangeur), encrassent les parois internes des tubes, créant ainsi une résistance complémentaire au transfert thermique, telle que le coefficient global d'échange thermique rapporté à la surface externe des tubes se modifie comme suit :

$$\frac{1}{H} = \frac{1}{H_0} + \frac{S_e}{S_i(R - R_0)}$$

avec H le coefficient avec encrassement spécifié (en $\text{W.m}^{-2}.\text{W}^{-1}$), H_0 le coefficient avec encrassement nominal (en $\text{W.m}^{-2}.\text{W}^{-1}$), S_e/S_i le rapport des surfaces externe/internale du tube considéré, R la résistance d'encrassement spécifiée (en $\text{m}^2.\text{K.W}^{-1}$) et R_0 la résistance d'encrassement nominale (en $\text{m}^2.\text{K.W}^{-1}$).

Ces résistances ou coefficients d'encrassement sont fonction de :

- la nature de l'eau ;
- la vitesse de circulation de l'eau ;
- la nature du métal du tube.

À titre d'exemple et, pour des vitesses d'eau supérieures à 1 m/s, on a pour R_0 (tableau 12.6) :

Tableau 12.6

Nature de l'eau	Tube non acier	Tube acier
Eau de mer	0,00008	0,00015
Eau de ville	0,00015	0,00030
Eau de rivière	0,00015	0,00030
Eau de réfrigérant	0,00030	0,00040

L'encrassement provoque une augmentation de la pression de condensation qui entraîne :

- une augmentation de la puissance absorbée des compresseurs ;
- une augmentation de la température de refoulement ;
- une augmentation de la fatigue et de l'usure des compresseurs ;
- un risque de déclenchement des soupapes de sécurité après les sécurités haute pression.

Cela implique que, très régulièrement et en fonction de la nature de l'eau, on procède à un nettoyage interne sérieux des tubes du condenseur et à un traitement continu de l'eau limitant ou évitant les dépôts. Le traitement d'eau anti-déposition est complété par un traitement anticorrosion (en général combiné), anti-algues et anti-légionelle.

Notons que les condenseurs du type à plaques présentent une meilleure résistance à l'encrassement et au dépôt du fait d'un très bon état de surface (plaques en inox 304 ou 316) et des vitesses de passage élevées côté eau. En effet, tous les canaux de circulation sont en général en parallèle et donc les pertes de charge limitées malgré une vitesse de passage importante.

12.8.6 Condensation indirecte

Pour répondre au confinement et à la réduction de charge de frigorigène, la condensation indirecte se développe. Une boucle fermée de caloporteur ou d'eau (s'il n'y a pas de risque de gel) assure le refroidissement des condenseurs (en général à plaques). Ce caloporteur est lui-même refroidi sur des aéroréfrigérants humides ou secs.

12.9 Évaporateurs

Dans toute machine frigorifique, l'évaporateur est l'appareil qui sert à prélever la chaleur à une source froide.

On rappelle que l'évaporateur du circuit à haute température joue le rôle de condenseur pour le circuit à basse température dans un système cascade.

On ne pourra jamais dissocier un évaporateur de son système d'alimentation en fluide frigorigène. De plus, chaque appareil selon sa technologie propre, est justiciable d'un système de détente particulier.

Par ailleurs, on retrouve deux types d'évaporateurs selon la nature du fluide à refroidir : refroidisseurs d'air et refroidisseurs de liquides.

12.9.1 Évaporateurs refroidisseurs d'air

Ils sont à convection naturelle ou à convection forcée.

■ Évaporateurs à circulation d'air naturelle

Ces appareils peuvent être installés au plafond des chambres (plafonniers) ou contre les parois (muraux). Ils sont utilisés lorsque l'on veut réaliser un très faible mouvement d'air et un degré hygrométrique élevé dans les chambres positives (par exemple caves d'affinage de certains fromages, triperie, abats et poissons). Ils équipent également certaines chambres négatives (par exemple cales de chalutiers).

Ils sont à tubes à ailettes pour ambiance supérieure à + 12 °C ou à tubes lisses.

■ Évaporateurs ventilés

Ils sont de loin les plus répandus, de puissance unitaire allant de quelques kW à 150 kW environ.

Ils comportent la batterie, les ventilateurs, la tôle et la cuvette.

Leurs caractéristiques importantes sont :

- la surface d'échange ;
- le pas des ailettes ;
- le volume interne du circuit (pour calcul de la charge de frigorigène) ;
- le débit d'air (calcul du taux de brassage) ;

- la distance de projection d'air ;
- le nombre, le diamètre, la vitesse, la puissance des ventilateurs ;
- les niveaux sonores ;
- les puissances de dégivrage et celles du réchauffeur de cuvette.

□ Appareils plafonniers

Simple flux (figure 12.60)

L'air aspiré à la partie arrière de l'appareil est rejeté, après passage sur la batterie, vers l'avant ; les ventilateurs sont soit en aspiration par rapport à la batterie, soit en soufflage. Les appareils sont placés au plafond de la chambre près des parois et, par conséquent, ne constituent aucune emprise au sol. Ils conviennent pour toutes les températures. Afin de distribuer l'air de façon plus homogène et de limiter la gêne des flux d'air directs, ces évaporateurs sont parfois complétés de gaines textiles au soufflage de type à fente, à induction, ou gaines perforées.

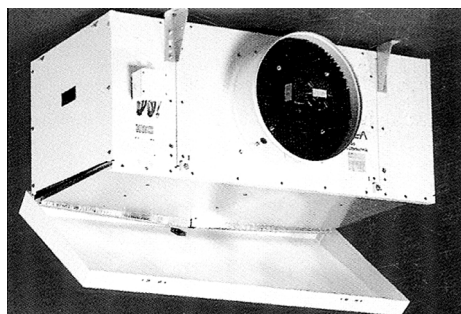


Figure 12.60 – Évaporateur simple flux (GEA-KUBA).

Double flux (figure 12.61)

Ces appareils comportent deux batteries séparées par un caisson métallique qui renferme les ventilateurs ; l'air est aspiré par les ventilateurs puis refoulé sur les batteries et enfin expulsé latéralement sur les deux côtés opposés et horizontalement. Ils sont utilisés surtout pour les températures positives, dans les ateliers de conditionnement des denrées (viandes, poissons et légumes), les ateliers de découpe, de préparation, etc.

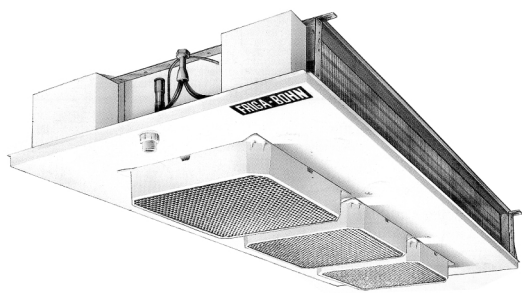


Figure 12.61 – Évaporateur double flux (FRIGA-BHON/HEATCREAT).

En effet, le débit d'air est plus faible car divisé en deux flux, et les ventilateurs peuvent être à vitesse réduite.

Des variantes avec buses à 90 °C au soufflage permettant une projection d'air verticale ou un flux inverse à celui décrit ci-dessus, sont utilisés pour la réfrigération rapide (carcasses ou volaille). Ils permettent un soufflage maîtrisé à grande vitesse sur les produits.

□ Appareils sur pieds

Ce type de matériel est surtout destiné aux installations industrielles et spécialement les locaux de réfrigération rapide, tunnels de congélation et chambres à fruits (de moins en moins utilisés car encombrants au sol).

□ Appareils muraux

Alternative aux précédents pour installations commerciales, les évaporateurs sur pieds ou muraux sont constitués d'une batterie dans laquelle le flux d'air est vertical. À la partie inférieure, au niveau des pieds supports, se trouve une cuvette de récupération des eaux de dégivrage ; à la partie supérieure se trouve la section de ventilation équipée d'un ou plusieurs ventilateurs (suivie parfois d'une buse de soufflage qui ramène le flux d'air à l'horizontal éventuellement avec des volets directionnels) ou dans un faux-plafond. Ils sont placés directement au sol, sur des portiques, des passerelles ou des niches dans les chambres de grande hauteur.

□ Appareils pour basses températures (figure 12.62)

Le dégivrage est une opération nécessaire, coûteuse en énergie, perturbatrice au niveau de la chambre et du circuit frigorifique et souvent difficile à contrôler. Elle est aggravée lorsque la température d'exploitation est basse (chambre à -20/-30 °C par exemple). Pour améliorer la situation, on a créé des appareils qui évitent ou limitent les inconvénients suivants :

- pertes thermiques vers le local ;
- circulation de l'air chaud vers la chambre lors du dégivrage, formation de buées, dépôts de givre sur les denrées entreposées et sur les structures de la chambre elle-même, en particulier au plafond, à proximité de la batterie froide ;
- lenteur du dégivrage, de surcroît plus souvent incomplet.

Les appareils comportent les dispositions suivantes en partie ou en totalité :

- isolation thermique le local ;
- volets de fermeture isolés, à l'aspiration et au refoulement de l'air, mus par des vérins hydrauliques ou électriques ou à commande automatique par la pression des ventilateurs ;
- résistances électriques internes ou dispositifs d'injection de gaz chaud ;
- utilisation en circuit fermé et à débit réduit de la ventilation pour accélérer la fonte du givre.

Ces appareils sont ceux qui font apparaître les meilleurs rendements thermiques et énergétiques de dégivrage.

Signalons cependant qu'il n'existe encore aucun moyen absolument fiable pour initialiser le dégivrage au moment opportun.

12.9.2 Évaporateurs refroidisseurs de liquide

On distingue quatre catégories : immergés, multitubulaires noyés, multitubulaires à détente sèche et à plaques.

■ Évaporateurs immergés

Ils sont utilisés dans les applications suivantes :

- bacs à glace en mouleaux (refroidissement de saumure) ;

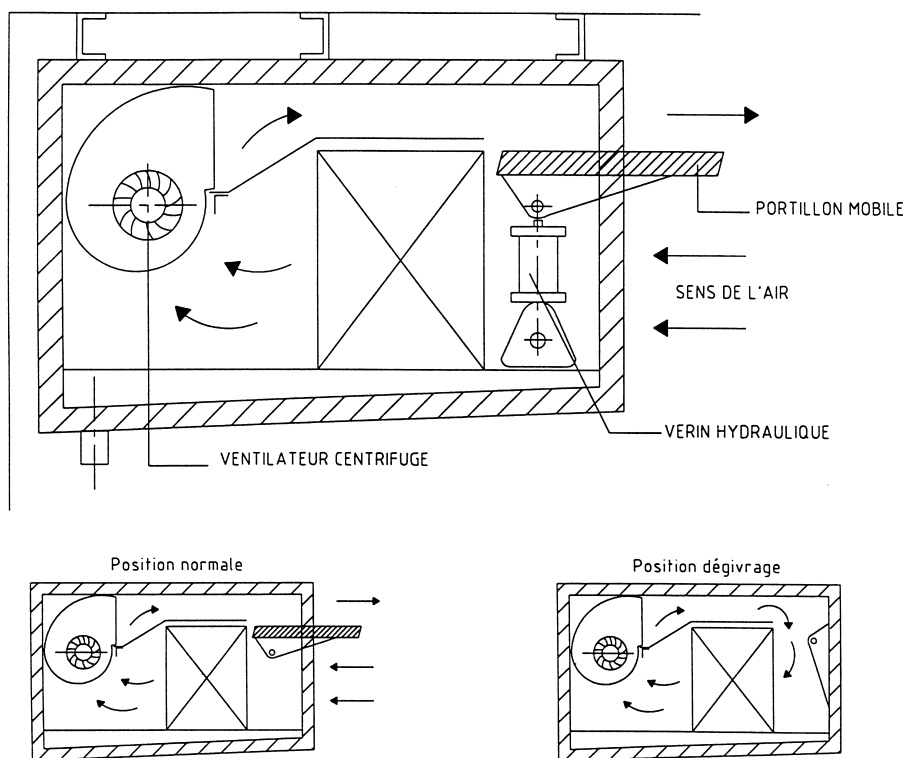


Figure 12.62 – Évaporateur plafonnier pour basses températures (Raffel).

- bacs à accumulation de glace pour les laiteries où les besoins en eau glacée sont importants et concentrés sur un temps court ;
- bacs de refroidissement ou de congélation de poissons.

L'évaporateur est constitué par un ensemble de serpentins ou de tubes horizontaux ou verticaux, en tubes d'acier galvanisé ou de plaques inox raccordés sur des collecteurs ; l'ensemble forme un bloc reposant sur le fond d'un bac.

Lorsque l'évaporateur doit accumuler de la glace, les tubes sont suffisamment écartés pour recevoir de 30 à 40 mm de glace tout en laissant un espace suffisant pour la circulation de l'eau avec une vitesse convenable ($< 0,50$ m/s).

■ Évaporateurs multitubulaires noyés (figure 12.63)

Ces appareils sont très utilisés pour le refroidissement de l'eau glacée avec des compresseurs cen-

trifuges ou à vis utilisant des fluides halogénés. Dans ce cas, les tubes en cuivre bénéficient de toutes les améliorations de surface. Vu l'abandon des CFC et l'arrêt des HCFC, ils sont aujourd'hui utilisés avec du R-134a (HFC).

Pour certaines constructions relatives à des puissances ne dépassant pas 1 200 kW, la calandre renfermant le faisceau de tubes de l'évaporateur, renferme également la calandre du condenseur (*unishell*).

Dans le cas où ce type d'évaporateur est utilisé avec des compresseurs à piston ou à vis lubrifiés, il est nécessaire de prévoir un système de récupération d'huile automatique.

Avec de l'ammoniac, les appareils sont naturellement en acier, la récupération de l'huile se fait à partir d'un pot de décantation placé sur la génératrice inférieure de la calandre. Leur charge importante de fluide frigorigène limite aujourd'hui leur utilisation ; ils sont remplacés par des évaporateurs à plaques.

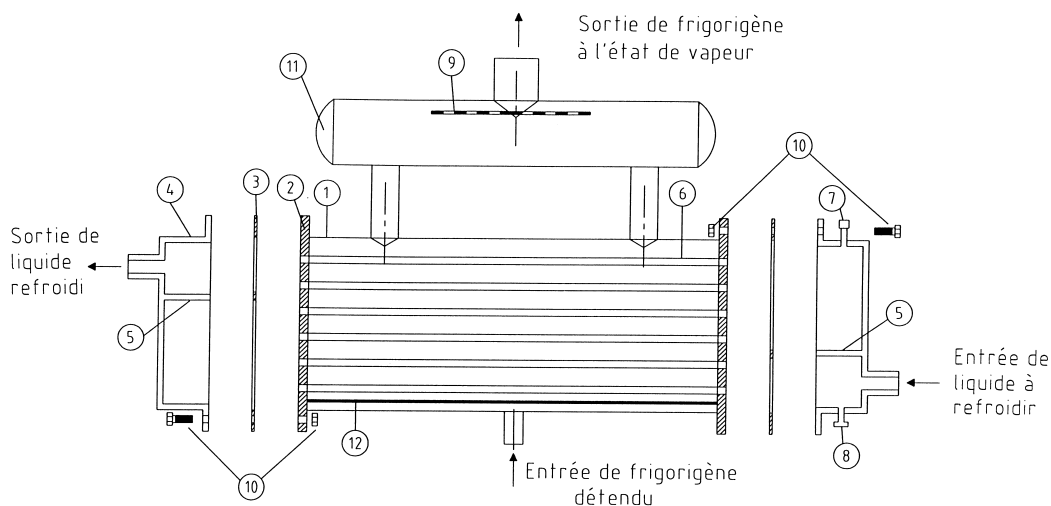


Figure 12.63 – Évaporateur noyé avec dôme séparateur. 1 : virole extérieure. 2 : plaque tubulaire. 3 : joint. 4 : fond. 5 : chicane. 6 : tubes. 7 : purge d'air. 8 : purge de liquide. 9 : déflecteur. 10 : boulons de fixation. 11 : dôme séparateur. 12 : répartiteur.

Disposés verticalement dans le modèle Trepaud, la saumure circule côté calandre et l'ammoniac s'évapore dans les tubes, les vapeurs sont reprises dans un dôme placé en partie supérieure.

Ils sont également disposés verticalement, en utilisation générateurs de glace « tubulaire » ou générateurs de coulis de glace (type à barres orbitales et à lit fluidisé).

L'alimentation des évaporateurs noyés peut se faire de deux manières :

- *Alimentation à niveau constant* : le niveau du fluide frigorigène est maintenu constant à partir d'un régulateur de niveau qui agit sur l'ouverture d'une vanne d'alimentation. Ce système implique la création d'une réserve de liquide, en amont, pour tenir compte des variations de charge du frigorigène liées aux variations de charge thermique et aux phases transitoires de démarrage et d'arrêt.
- *Alimentation par purge HP* : le niveau n'est pas maintenu constant, par contre le condenseur est purgé en permanence du liquide qui s'y condense. En conséquence, l'évaporateur renferme en permanence toute la charge de frigorigène liquide, dont le volume doit être calculé de telle manière, qu'en marche nor-

male et au démarrage, le liquide ne déborde pas vers le compresseur.

Leurs principales applications sont les groupes centrifuges, mais aussi en groupe NH_3 , en refroidissement de gaz sous pression, ou en liquéfaction (ex. chlore).

■ Évaporateurs multitubulaires à détente directe (figure 12.64)

Les appareils noyés présentent les inconvénients suivants :

- Risque de gel de l'eau (en dessous d'une température de sortie de $+4^\circ\text{C}$) dans les tubes.
- La hauteur de frigorigène dans la calandre engendre une pression à la base, qui donne naissance à une température d'ébullition plus élevée qu'en surface. Cet inconvénient est d'autant plus important que le fluide frigorigène est dense et que sa température d'évaporation est basse.
- La charge de frigorigène est importante, elle devient coûteuse quand il faut la compléter ou la remplacer, surtout avec des HFC.
- La récupération de l'huile implique la mise en place de systèmes particuliers.

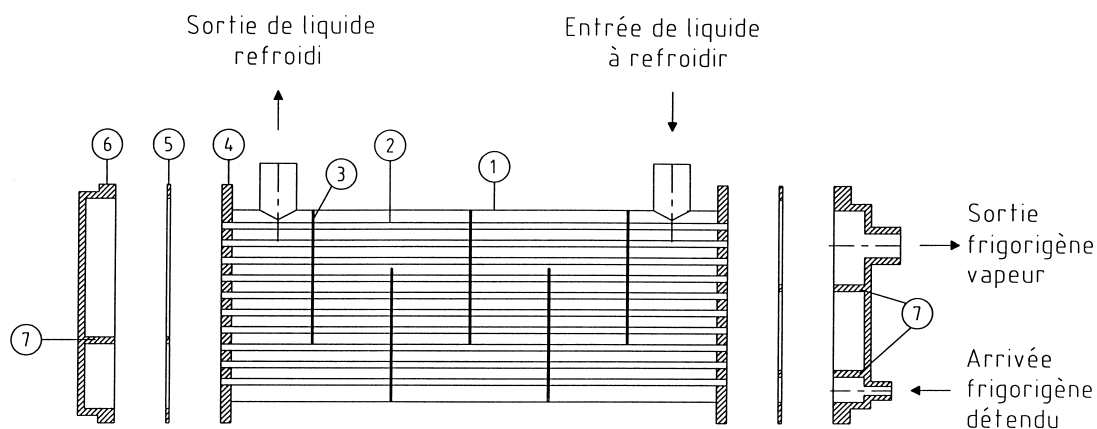


Figure 12.64 – Évaporateur à détente directe. 1 : virole. 2 : tubes. 3 : chicanes sur fluide refroidi. 4 : plaques tubulaires. 5 : joint. 6 : fonds sur fluide frigorigène. 7 : chicanes sur circuit du fluide frigorigène.

– Lorsque les liquides sont visqueux et donnent lieu à un régime laminaire ou transitoire (monopropylène glycol), les coefficients d'échange sont médiocres.

Dans un évaporateur à détente directe, la circulation du frigorigène s'effectue à l'intérieur des tubes, alors que le liquide à refroidir circule côté calandre.

Ils sont utilisés essentiellement avec les fluides HFC. Quelques constructeurs de groupes de refroidissement de liquide utilisent ce type d'évaporateur multitubulaire à détente sèche pour l'ammoniac afin de limiter la charge de frigorigène et de proposer des ensembles plus compacts. Les tubes sont en général en cuivre. Ils bénéficient des améliorations récentes en matière de promoteurs de turbulence. La circulation du liquide à l'extérieur des tubes se fait perpendiculairement à ceux-ci grâce aux chicanes disposées dans la calandre mais aussi longitudinalement au passage des chicanes. Celles-ci sont en acier et de plus en plus souvent en polyéthylène.

L'alimentation en fluide frigorigène est assurée au moyen de détendeurs thermostatiques ou électroniques : le liquide détendu se vaporise sur la surface interne des tubes et tout au long de ceux-ci, de telle sorte qu'à la sortie de l'appareil, le frigorigène soit surchauffé ou à la limi-

te de la saturation. Il est parfois nécessaire de prévoir au moins deux circuits de frigorigène pour obtenir des vitesses de circulation convenables pour assurer à charge partielle le retour permanent de l'huile vers le compresseur. Les tubes sont soit rectilignes soit en U.

Le développement de l'utilisation de l'ammoniac en groupes monoblocs de refroidissement à faible charge a relancé l'intérêt d'évaporateurs multitubulaires à détente directe à tubes acier.

■ Évaporateurs à plaques

Ils sont de construction analogue à celles des condenseurs à plaques et du type brasé, plaques et joints, plaques soudées en cassettes ou plaques rondes soudées. Ils peuvent être alimentés en détente sèche ou en noyé.

12.10 Autres échangeurs

Dans la plupart des circuits frigorifiques, on s'efforce d'améliorer les performances du cycle en assurant des récupérations thermiques là où elles sont possibles.

On peut en citer quatre types principaux : sous-refroidisseur, échangeur liquide-vapeur, désurchauffeur et refroidisseur d'huile.

12.10.1 Sous-refroidisseur

Disposé après le condenseur ou après la bouteille accumulatrice de liquide haute pression, il sous-refroidit le frigorigène condensé.

Quand les conditions de température et de débits sont convenables, cet échangeur permet de préchauffer :

- soit un liquide (comme de l'eau sanitaire avant son entrée au condenseur ou dans un système de chauffage complémentaire) ou une solution d'eau glycolée pour réchauffage d'un sol de chambre froide par exemple ;
- soit un gaz (par exemple de l'air frais).

Un préchauffeur de liquide peut être un échangeur multitubulaire, un échangeur coaxial ou un échangeur à plaques. Un préchauffeur de gaz est constitué d'une batterie à ailettes avec gainage.

Le sous-refroidisseur permet d'accroître le COP par augmentation de la puissance frigorifique disponible, sans modifier la puissance électrique consommée. Cet effet est très important avec les HFC. Il est tubulaire ou à plaques.

De plus, le liquide sous-refroidi garantit un fonctionnement optimal des systèmes de détente et évite le risque de vaporisation partielle du liquide (flash-gaz) lorsque celui-ci est distribué sur de grandes longueurs avec des remontées, des pertes de charge singulières sur le réseau, et des passages en ambiance plus chaude.

12.10.2 Échangeur liquide-vapeur

L'échangeur sert à surchauffer les vapeurs basse pression provenant de l'évaporateur en sous-refroidissant le liquide haute pression avant détente.

L'échangeur liquide-vapeur est du type coaxial, double tube rectiligne, multitubulaire rectiligne. La surchauffe des gaz aspirés qu'il entraîne ne doit pas être excessive. Elle sécurise l'aspiration du compresseur. Le sous-refroidissement améliore la stabilité du liquide et les performances.

L'échangeur liquide-vapeur n'est pas toujours intéressant, son implantation demande une étude préalable dans chaque cas.

12.10.3 Désurchauffeur récupérateur de chaleur

La vapeur au refoulement du compresseur est à la température la plus élevée du circuit. Bien que la puissance thermique soit relativement faible (15 % de la puissance totale évacuée en haute pression sans sous-refroidissement), il est intéressant de la récupérer. La récupération est faite par un liquide (eau) au moyen d'un échangeur à contre-courant, ce qui permet la préparation d'eau sanitaire. On peut aussi réchauffer de l'air.

12.10.4 Refroidisseur d'huile

Ce sont en général des échangeurs multitubulaires ou à plaques.

Le refroidissement est assuré par de l'eau, ou du fluide frigorigène s'évaporant. L'alimentation se fait soit par gravité, soit par détenteur, soit par pompe haute pression.

Pour des puissances limitées, inférieures à 20 kW, le refroidissement de l'huile peut être assuré par l'air au moyen d'un échangeur à ailettes ventilé.

12.10.5 Échangeurs particuliers

■ Échangeurs à plaques utilisés directement sur le fluide frigorigène

L'intérêt pour les échangeurs à plaques utilisés comme condenseur ou évaporateur est assez récent, vers les années 1978-1980 lors du boom des pompes à chaleur. On recherchait des échangeurs au « pincement » très faible pour raison de COP, pouvant travailler avec des sources froides particulières (rivière, lac, rejets...) donc présentant une bonne résistance à l'encrassement et à la corrosion. Les principales caractéristiques qui ont retenu l'attention sont la compacité des échangeurs à plaques, la qualité des matériaux utilisés, les bons coefficients d'échange thermique, les faibles charges en fluide frigorigène, les pertes de charges modérées sur les fluides des sources chaudes ou froides.

Différents types de réalisations existent :

- *échangeurs à plaques brasées* utilisables avec tous les fluides halogénés. Ils sont réalisés en plaques d'acier inoxydable brasées ensemble par passage au four. Non démontables, ils sont utilisés comme évaporateur, condenseur, échangeur intermédiaire type économiseur, refroidisseur d'huile, désurchauffeur. Leurs limites d'utilisation sont actuellement liées à leur non-démontabilité et à leur taille modeste. Le brasage au nickel permet l'utilisation de l'ammoniac ;
- *échangeurs à plaques et joints* utilisables pour tous les fluides frigorigènes avec cependant des limites de température haute et basse liées à la nature des joints et/ou de la colle utilisée, au fluide frigorigène et à la qualité de l'huile. Signalons qu'en cas de nécessité de démontage pour nettoyage, on « ouvre » le circuit frigorifique. Le nettoyage chimique ou à contre-courant peut neutraliser cette contrainte ;
- plusieurs variantes d'*échangeurs à plaques soudées* existent suivant le constructeur : échangeur à plaques soudées côté fluide frigorigène, non soudées côté médium refroidi ou réchauffé ; échangeur à plaques totalement soudées, type Compabloc de Vicarb ou platulaire de Barriquand (l'accès côté médium est assuré sans mise à l'air libre du côté fluide frigorigène) ; échangeur à plaques soudées avec médium ruisselant à l'extérieur ou immergés (par exemple, fabrique de glace en éclats Finsam, évaporateurs à ruissellement Bucu, Omega, accumulateurs de glace ou refroidisseurs de bac, citernes, cuves de vinification) ;
- *échangeur à plaques rondes soudées*, où le fluide frigorigène, selon les applications, peut être dans les plaques ou à l'extérieur (par exemple Vahterus).

En utilisation en évaporateur, l'alimentation peut être faite en détente directe, en *flooded* ou en recirculation par pompe.

■ Échangeurs à surface raclée

On peut considérer deux applications différentes.

Les évaporateurs à *tambour double enveloppe* sont destinés soit à fabriquer de la glace en écailles, soit à refroidir ou à congeler des produits

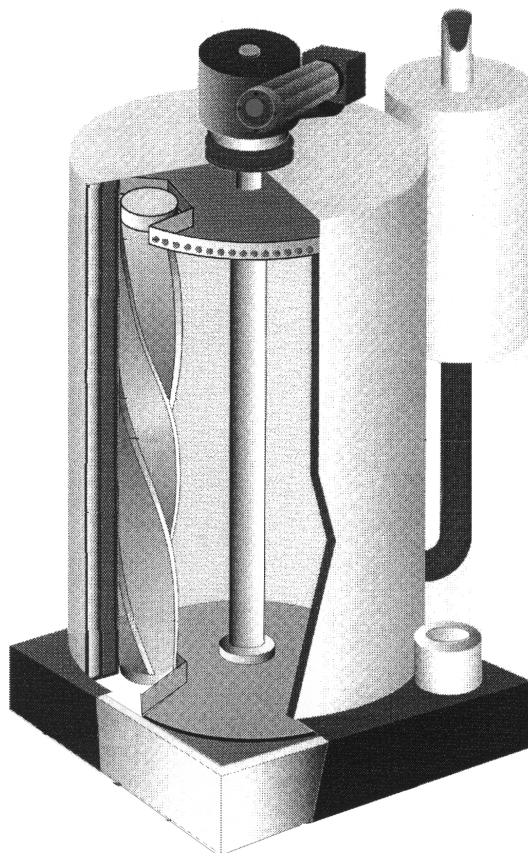


Figure 12.65 – Générateur de glace en écailles (Généglace).

liquides, pâteux et même solides (par exemple tambour à margarine ou surgélateur à tambour). Le produit est en circuit ouvert.

En ce qui concerne les fabriques de glace en écailles, l'évaporateur est du type à double enveloppe avec fluide frigorigène à l'intérieur. Variantes d'exécution :

- tambour fixe et fraise de décollement tournant sur la face externe (Généglace, figure 12.65) ;
- tambour tournant avec fraise fixe sur la face externe ;
- tambour fixe et système de couteaux tournant sur la face intérieure (North Star ou Oref).

Les évaporateurs à *tambour horizontaux ou verticaux* sont destinés à refroidir, concentrer, congeler partiellement des liquides en circuit

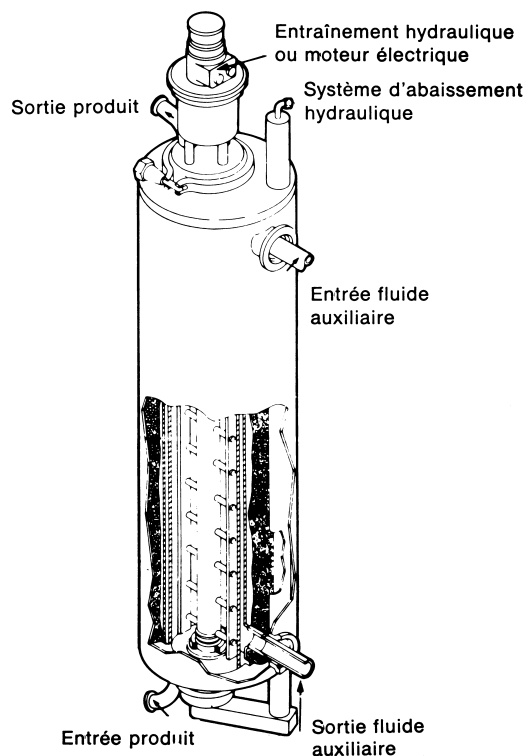


Figure 12.66 – Échangeur à surface raclée (Alfa-Laval).

fermé, tels que refroidisseurs de produits fragiles à l'oxydation ou cryoconcentrateurs. Le tambour est vertical ou horizontal et le cylindre intérieur dans lequel circule le fluide à traiter est équipé d'un système de raclage qui décolle la pellicule de glace et/ou assure un mélange (figure 12.66).

À partir de générateurs multitubulaires verticaux, Mueller a développé un générateur de glace liquide en équipant chaque tube d'un barreau qui tourne intérieurement de façon orbitale.

Les évaporateurs double tube à surface raclée en circuit fermé (Flo-Ice, Sunwell) sont utilisés en générateur de glace liquide (*ice slurry*).

Les freezers à crème glacée, utilisés pour la production du mix (crème liquide à refroidir vers $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$ dans laquelle on va injecter de l'air – opération de foisonnement) sont des échangeurs double tube à surface raclée fonctionnant avec des HFC ou de l'ammoniac.

■ Échangeurs pour production de glace

Les évaporateurs multitubulaires verticaux sont utilisés en fabriques de glace dite « en tubes » (Tube Ice Stal, Patkol). Le faisceau tubulaire vertical réalisé en gros tube (diamètre d'environ 50 mm) est alimenté à partir d'un bassin situé à la partie supérieure par des embouts PVC qui donnent à l'eau un mouvement circulaire afin de mouiller au mieux la surface intérieure des tubes.

On notera la similitude de conception avec les condenseurs multitubulaires verticaux (voir § 12.8.3).

L'ébullition de l'ammoniac en général s'effectue à l'extérieur des tubes ; l'alimentation est faite par gravité. Le temps du cycle d'évaporation définit l'épaisseur du manchon de glace (habituellement 1 cm). La collecte de glace se fait par envoi des gaz chauds dans l'évaporateur, qui provoque dans un premier temps la vidange du fluide frigorigène qui revient dans la bouteille, puis le décollement des tubes de glace et leur glissement par gravité. Un couteau situé à la base de l'évaporateur et mis en rotation au début du décollage, casse les tubes de glace lors de leur chute.

Pour rester dans les machines à fabriquer la glace, différents constructeurs ont réalisé :

- des évaporateurs en forme de mouleaux double enveloppe pour évaporation de fluide frigorigène, l'eau étant congelée dans l'intérieur. Le mouleau est placé l'ouverture en bas, mais fermée par un couvercle. Le démoulage s'effectue automatiquement par gaz chauds. Procédé Rapid Ice de Wilbousevich ;
- des évaporateurs en forme de « cannes » verticales reliées à une embase commune assurant l'alimentation et le retour vapeur du fluide frigorigène à chacune des cannes. L'ensemble fait partie d'un bac rempli d'eau. L'eau en contact immédiat avec les cannes se congèle jusqu'à ce que la glace atteigne l'épaisseur souhaitée. L'envoi des gaz chauds décolle les pains creux de glace qui montent à la surface. Un flux d'eau les amène vers une extrémité. Procédé Grasso.

■ Surgélateurs à plaques

Les plaques utilisées qu'elles soient verticales ou horizontales sont très différentes de celles des échangeurs à plaques. Il s'agit de plaques d'aluminium extrudé de 25 à 50 mm d'épaisseur, réalisant des canaux internes multiples alimentés en fluide frigorigène (détente directe pour les petits, *flooded*, pompes). Les deux côtés de la plaque assurent le refroidissement et la congélation par contact de produits emballés (cartons) en barquettes ou en plateaux métalliques. L'opération peut se faire en séquence (congélateurs manuels) ou bien le chargement, le déplacement des produits et le déchargement peuvent être automatisés lorsque la production atteint 1 t/h.

12.11 Capacités sous pression

12.11.1 Généralités

Les circuits frigorifiques industriels renferment en général différentes capacités destinées à stocker du fluide frigorigène en phase liquide ou en phase vapeur ou les deux phases.

Ces capacités se trouvent sur les points suivants :

- en basse pression (BP) : bouteille d'alimentation par pompes ou noyé gravitaire appelée *bouteille séparatrice de liquide* ; bouteille de séparation sur évaporateurs multitubulaires ; bouteille anti-coup de liquide ;
- en moyenne pression (MP) : bouteilles intermédiaires ou économiseurs ; bouteilles anti-coup de liquide ;
- en haute pression (HP) : bouteille accumulatrice de liquide ou réservoir haute pression.

Ces appareils à pression sont, sous certaines conditions, obligatoirement soumis à la directive européenne DESP 97/23 CE et à la directive ministérielle TP 32.974.

12.11.2 Bouteille séparatrice de liquide

Cette bouteille est placée entre les évaporateurs qu'elle alimente en liquide pur et le (ou les) compresseur(s) qu'elle alimente en vapeurs sèches.

Pour assurer ces deux fonctions, elle comporte deux zones distinctes :

- une zone en phase gazeuse dans laquelle se fait la séparation physique du liquide et de la vapeur ;
- une zone en phase liquide pur qui constitue la réserve d'alimentation.

Pour constituer cette réserve, la bouteille est alimentée en liquide détendu au moyen d'un dispositif de détente, recevant lui-même le liquide haute pression venant de la station de condensation ou de la bouteille moyenne pression.

Suivant que les évaporateurs noyés sont alimentés par « regorgement », en thermosiphon ou par pompage de liquide, ils revêtent une technologie particulière.

■ Système en thermosiphon ou gravité ou *flooded*

La bouteille peut alimenter généralement un et éventuellement deux évaporateurs d'un même poste de distribution de froid en parallèle, à condition que ceux-ci soient situés en dessous.

□ Rôle d'alimentation liquide

La capacité de la bouteille est calculée pour faire face aux fluctuations des charges thermiques subies par le (ou les) évaporateur(s), qui se traduisent par des variations de volume de liquide enfermé dans l'évaporateur. Lorsque la charge thermique est faible ou nulle, l'éva-

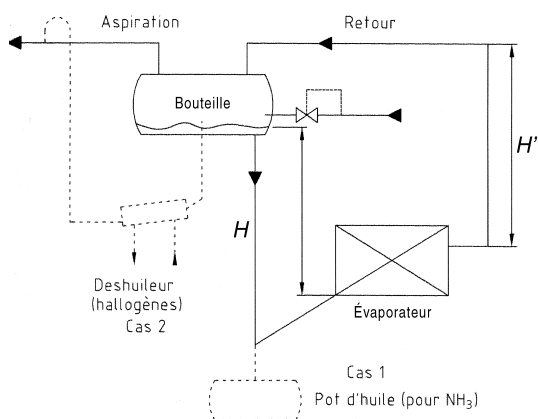


Figure 12.67 – Alimentation en noyé.

porateur a tendance à se remplir de liquide et inversement.

La bouteille est obligatoirement placée en charge au-dessus des évaporateurs. Elle peut être horizontale ou verticale.

Dans la canalisation d'alimentation de l'évaporateur, circule un liquide pur, alors que, dans la canalisation de retour, circule un mélange biphasique ayant une teneur en vapeur x qui correspond à la fraction de liquide vaporisé dans l'évaporateur. L'inverse de la valeur de x est le taux de circulation de fluide T qui s'établit entre l'évaporateur et la bouteille.

La valeur de T (voir chapitre 8) dépend des facteurs suivants :

- température d'évaporation ;
- perte de pression du fluide en voie de vaporisation lors de sa traversée de l'évaporateur ;
- charge thermique de l'évaporateur ;
- hauteur statique H .

Cette hauteur statique, multipliée par la masse volumique du liquide, à la température de fonctionnement, conditionne une pression motrice qui doit, en régime thermique établi, équilibrer les pertes de pression dans les canalisations, la perte de pression dans l'évaporateur et une colonne de hauteur H' , ayant une teneur en vapeur x .

□ Rôle séparateur vapeur/liquide

La séparation des gouttelettes de liquide, de la phase gazeuse est un phénomène qui est principalement lié à la vitesse de circulation des vapeurs dans la bouteille. Dans une bouteille verticale, quel que soit le niveau du liquide, la section de passage de la vapeur reste constante ; par contre, dans une bouteille horizontale, la section de passage est liée à la hauteur du liquide, elle est d'autant plus faible que le niveau s'élève au-dessus de l'axe.

Il est donc indispensable de calculer, dans un premier temps, la variation du volume du frigorigène qui, elle-même, résulte de la variation des charges thermiques de l'installation, de l'arrêt de certains utilisateurs ou de leur vidange par gravité ; cela permet de calculer le volume maximal dans la bouteille. D'un autre côté, il faut calculer le volume maximal de vapeur qui s'échappe de la bouteille quand la charge thermique sur l'évaporateur est maximale. Au volu-

me de vapeur venant de l'évaporateur doit être ajouté le volume de gaz provenant de la détente appelé *flash gaz*.

La vitesse maximale de séparation est fonction des paramètres suivants :

- nature du fluide frigorigène ;
- température d'évaporation ;
- volumes massiques du fluide en phases vapeur et liquide ;
- hauteur de séparation, c'est-à-dire la distance qui sépare le niveau de liquide de la sortie de vapeur.

Exemple

Avec du R-717 à une température d'évaporation de $-23\text{ }^{\circ}\text{C}$, la vitesse est de $0,31\text{ m/s}$ pour une hauteur de $0,25\text{ m}$ et de $1,29\text{ m/s}$ pour une hauteur de $0,60\text{ m}$. Avec du R-507, toutes choses égales par ailleurs, les vitesses sont respectivement de $0,14$ et $0,61\text{ m/s}$.

En résumé, on peut dire que la vitesse maximale de séparation est d'autant plus élevée que :

- le fluide frigorigène est plus léger ;
- la température d'évaporation est basse (masse volumique faible) ;
- la hauteur de séparation est grande.

Il est possible de prévoir, à l'intérieur des bouteilles basse pression, des systèmes éliminateurs de gouttelettes tels que cloisons ou filtres en fils métalliques tissés. Néanmoins, on prévoira toujours des espaces de séparation importants. Ainsi, dans les bouteilles verticales, la hauteur de séparation ne sera pas inférieure à $0,60\text{ m}$ et pourra aller jusqu'à 1 m . Dans les bouteilles horizontales, où la distance de séparation intervient, on peut avoir des vitesses de séparation moyennes plus importantes, si l'on prend soin de prévoir plusieurs entrées et sorties de fluide liquide et gazeux.

On peut également calculer les vitesses de séparation à partir de la formule suivante :

$$V = K \sqrt{\frac{\rho_l - \rho_v}{\rho_v}}$$

où V est la vitesse de séparation (en m/s), ρ_l et ρ_v sont les masses volumiques liquide et vapeur du fluide frigorigène (en kg/m^3) et K est une constante fondée sur l'expérience et qui ne tient pas compte de la hauteur de séparation.

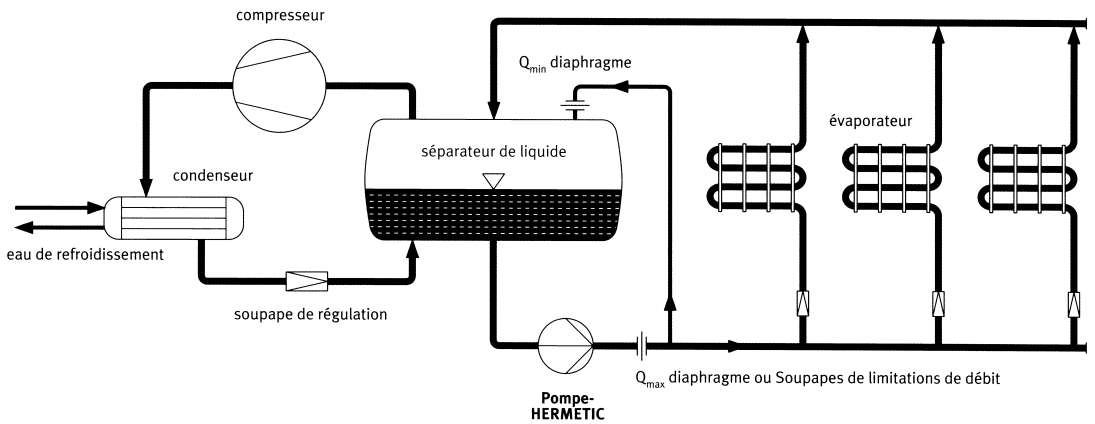


Figure 12.68 – Alimentation en recirculation par pompe (Hermetic).

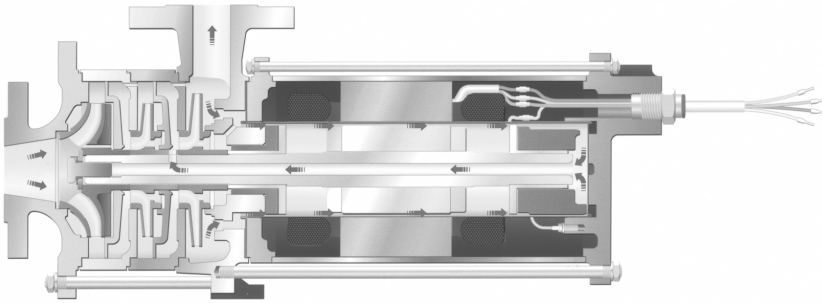


Figure 12.69 – Exemple de pompe hermétique (Hermetic).

Pour des séparateurs devant assurer des séparations importantes de liquide, $K = 0,03$ (équivalent à une hauteur de séparation d'environ 0,30 m pour le R-717 et 0,40 m pour les halogénés).

Pour des séparateurs associés à des circuits ne donnant lieu qu'à de faibles retours de liquide, on peut adopter une valeur $K = 0,06$ (hauteur équivalente voisine de 0,90 m, pour le R-717 et les halogénés).

■ Système avec pompe à liquide basse pression

Dans ce cas, la bouteille peut alimenter plusieurs évaporateurs en parallèle (figure 12.68), quelles que soient leur position géographique et leur charge thermique, mais à condition toutefois que leur pression d'évaporation ne soit pas inférieure à celle qui règne dans la bouteille.

□ Rôle d'alimentation en liquide

La bouteille est dimensionnée de la même manière que pour l'alimentation en thermosiphon. Cependant, elle peut être placée, soit au-dessus, soit au-dessous des évaporateurs, elle peut être verticale ou horizontale suivant la disposition des lieux.

Les pompes utilisées sont des pompes centrifuges, spécialement étudiées pour transférer des liquides au voisinage de la vaporisation qui de plus à l'arrêt peuvent être soumises à des pressions élevées de 15 bar environ pour le NH_3 et les HFC, et au minimum de 40 bar pour le CO_2 . Il existe dans ce domaine des pompes dites ouvertes, munies d'une garniture d'étanchéité du même type que celle utilisée sur les compresseurs frigorifiques et qui, de ce fait, présentent les mêmes inconvénients vis-à-vis des fuites.

On leur préférera les pompes hermétiques accessibles qui sont très fiables (figure 12.69).

Le débit est calculé à partir du taux T de circulation choisi ; les valeurs minimales des taux généralement conseillées sont les suivantes :

- R-717 (ammoniac) : de 6 à 7 pour l'alimentation des évaporateurs par le haut, de 2 à 4 pour l'alimentation par le bas ;
- R-507/R-404A : 3 ; – CO₂ : 2 à 4.

Ces taux ne sont que des valeurs indicatives, les taux réels doivent être calculés en fonction des débits nécessaires aux évaporateurs, lesquels dépendent dans une large mesure de leur technologie propre.

La hauteur manométrique résulte du calcul des pertes de pression du fluide frigorigène circulant dans les canalisations de distribution joignant la ou les pompes aux évaporateurs, dans l'évaporateur le plus résistant, dans la canalisation de retour vers la bouteille basse pression, ainsi que des dénivellations géométriques entre les différents points.

Les pompes disponibles sur le marché ont des courbes caractéristiques débit/pression similaires à celles des autres pompes standard, leur utilisation doit se faire en suivant scrupuleusement les instructions du constructeur. En particulier, on veillera aux points suivants :

- hauteur géométrique entre le niveau normal du liquide dans la bouteille et l'orifice d'aspiration de la pompe. Cette hauteur est égale au moins au NPSH (*net positive suction head*) (en m) de la pompe plus la perte de charge de la ligne d'aspiration (en m), plus un coefficient de sécurité (en m). Le NPSH est attaché au phénomène de cavitation. Il ne dépend que des caractéristiques de la pompe. Il varie avec le débit et la vitesse de rotation, mais il ne dépend pas de la nature du fluide véhiculé ;
- vitesse dans la canalisation d'aspiration de la pompe généralement inférieure à 1 m/s ;
- dispositif anti-vortex placé dans la tuyauterie d'aspiration de la pompe ;
- dégazage efficace au refoulement de la pompe ;
- débit minimal dans le cas de pompe hermétique dont le refroidissement et les paliers doivent recevoir un débit de frigorigène ;

- débit maximal pour éviter une surcharge du moteur.

La puissance absorbée par la station de pompage du fluide frigorigène représente environ 0,2 à 0,5 % de la puissance frigorifique de l'installation. Dans les grandes installations, on prévoit en principe plusieurs pompes en parallèle, chacune comporte alors un clapet de non-retour au refoulement. Il convient également de prévoir une pompe de secours.

□ Rôle séparateur vapeur/liquide

Ce problème se traite de la même manière que dans le cas précédent. Un certain nombre de précautions doivent être prises au niveau des fonctions assurées par la bouteille telles que retour du mélange biphasique des évaporateurs, détente du liquide d'alimentation, aspiration des vapeurs, alimentation de la station de pompage. En particulier, dans le cas des bouteilles horizontales, il faut éloigner la prise de liquide des pompes du retour des évaporateurs et de l'alimentation en liquide HP qui amène de très fortes perturbations.

Pompage pneumatique

Dans ce système, la circulation du fluide frigorigène liquide est assurée au moyen de l'énergie délivrée par la pression de refoulement du compresseur. À cet effet, les pompes sont remplacées par deux réservoirs sous pressions reliés à la bouteille basse pression qui se remplissent et sont vidangés alternativement *via* des jeux de niveaux électriques, d'électrovannes et de clapets.

L'avantage de ce système est qu'il ne consomme pratiquement pas d'énergie de pompage. Par contre, il faut que les robinets électromagnétiques, les clapets de non-retour et les contrôleurs de niveaux soient de très haute qualité et présentent un grand degré de fiabilité.

Ce système qui, ces dernières décennies, n'était plus souvent utilisé, a été à nouveau repris par York pour l'alimentation en fluide frigorigène des réseaux de pistes de patinage, alimentés en R-22 ou R-507, grâce à la simplification des équipements, à la réduction de la taille des collecteurs de liquide et de vapeur et enfin aux économies d'énergie qu'il entraîne. Il permet également de s'accommoder mieux d'une hauteur de charge faible.

12.11.3 Bouteille de séparation sur les évaporateurs multitubulaires

Les évaporateurs multitubulaires sont le siège de variations importantes et rapides de la puissance frigorifique, qui entraînent des variations intempestives du niveau de liquide en ébullition qui environne les tubes du faisceau ; il est donc nécessaire de prévoir sur ces appareils qui sont horizontaux dans la majeure partie des cas, des systèmes collecteurs de vapeur et séparateurs de gouttelettes.

Ces appareils ne sont pas, en règle générale, remplis de tubes jusqu'à la génératrice supérieure de la calandre. On ménage ainsi au-dessus du faisceau, un espace destiné à collecter les vapeurs ; le calcul de la distance entre la dernière nappe de tubes et la génératrice supérieure se conduit de la même manière que dans le cas précédent. Les vapeurs sont reprises dans un collecteur général, horizontal, dans lequel la vitesse ne dépasse pas 10 m/s ; ce collecteur est relié à la calandre par plusieurs piquages, dont le nombre et le diamètre sont tels que la vitesse n'y dépasse pas 4 à 5 m/s. C'est sur ce collecteur qu'une tuyauterie d'aspiration relie l'évaporateur à la station de compression.

Dans certains cas, on a intérêt à remplir la calandre de tubes pour réduire son diamètre et celui des plaques tubulaires. Le séparateur/collecteur de vapeur est alors constitué soit d'une virole horizontale reliée au corps par plusieurs tuyauteries, soit de un à deux dômes verticaux.

12.11.4 Bouteille anti-coup de liquide

Cette bouteille, également dénommée *piège à liquide*, est placée en amont de la station de compression et a pour fonction de séparer les gouttelettes de liquide qui peuvent être entraînées par le courant gazeux, et de protéger ainsi les compresseurs contre les coups de liquide. Ces gouttelettes proviennent en général d'évaporateurs refroidisseurs d'air ou de liquide alimentés par détendeurs thermostatiques, pour les raisons suivantes :

- détendeur dérégulé ou réglé avec une surchauffe trop faible ;

- démarrage du compresseur après une opération de dégivrage ou un arrêt de longue durée ;
 - inversion de cycle sur une pompe à chaleur.
- Le piège à liquide joue son rôle de séparateur et stocke le liquide séparé ; le problème essentiel est alors de se débarrasser de ce liquide qui, par débordement, risque à son tour de pénétrer dans les compresseurs. Plusieurs méthodes sont utilisées à cet effet :
- réintégration permanente et dosée du mélange d'huile et de fluide par un orifice calibré complété en général par un échangeur liquide/gaz vaporisant le frigorigène et réintégrant l'huile par accélération de la vitesse ;
 - injection dosée de gaz chaud pour vaporiser le liquide (en général avec le R-717) ;
 - circulation de liquide chaud sortant du condenseur ou de gaz chaud vaporisant le liquide (il faut dans ce cas réintégrer l'huile piégée, par gravité par exemple) ;
 - reprise par une pompe de relevage, spéciale pour fluide frigorigène, ayant une hauteur manométrique suffisante pour renvoyer le liquide vers la station de condensation (solution onéreuse, mais efficace).

12.11.5 Bouteille intermédiaire ou économiseur (voir chapitre 7)

Cet appareil est utilisé dans les systèmes de compression à deux étages, où il assume deux autres fonctions :

- désurchauffe des vapeurs entre les deux phases de compression ;
- sous-refroidissement ou non du liquide haute pression.

■ Désurchauffe seule des vapeurs refoulées par l'étage BP

Le système comporte uniquement une petite bouteille de mélange ou d'échange qui reçoit :

- les vapeurs chaudes provenant de l'étage basse pression ;
- du liquide haute pression détendu à la moyenne pression en quantité suffisante pour refroidir les gaz refoulés par l'étage basse pression, au voisinage de la température correspondant à la moyenne pression. De cette

bouteille, sort un gaz refroidi dont le débit masse est égal à la somme du débit véhiculé par l'étage BP et du débit de liquide détendu. Ce système doit être utilisé avec précaution, surtout dans le cas de l'ammoniac, à cause de la difficulté d'installer un système de détente précis et très modulant, compte tenu du faible débit massique.

■ Sous-refroidissement du liquide avec désurchauffe des vapeurs refoulées BP

Ce système est surtout intéressant avec des compresseurs à vis avec suralimentation ou des compresseurs centrifuges à deux étages avec réintégration intermédiaire. Il peut aussi être installé sur des compresseurs à pistons.

Le sous-refroidissement s'opère dans une bouteille, par détente à la pression intermédiaire de liquide haute pression venant de la station de condensation. Le liquide ainsi sous-refroidi est ensuite dirigé vers les évaporateurs basse pression où il est finalement détendu. Les vapeurs formées à la détente sont réaspirées par l'étage haute pression, qui dès lors véhicule la somme du débit masse basse pression et du débit masse du liquide détendu. Lors du mélange des vapeurs, à l'entrée de l'étage haute pression, il y a une désurchauffe des vapeurs refoulées par l'étage basse pression.

L'opération de détente et de sous-refroidissement du liquide peut se faire en direct dans la bouteille (flash ouvert), ou seul le sous-refroidissement se fait dans un serpentin immergé dans du liquide détendu à la moyenne pression (flash fermé).

■ Désurchauffe et sous-refroidissement simultanés

C'est le système le plus efficace pour réaliser un cycle optimisé en énergie. C'est le plus sûr et le plus fiable, surtout avec l'utilisation de l'ammoniac, mais c'est aussi le plus coûteux en investissement initial, quoique le temps de retour de l'équipement complémentaire soit court.

Il peut aussi se réaliser en opérant le sous-refroidissement du liquide haute pression dans un échangeur de chaleur et en consentant une légère perte par rapport au cycle idéal. Cette solution permet de disposer d'un liquide haute

pression très fortement sous-refroidi que l'on peut véhiculer sur de grandes distances et avec de fortes dénivellations. L'écart de température entre le fluide en ébullition à la moyenne pression et le liquide sous-refroidi ne dépassera pas 10 K. Si le système de détente BP est prévu en conséquence, le sous-refroidissement peut être maximal. Le calcul est fait en général avec un écart de température de 5 °C.

12.11.6 Bouteille accumulatrice de liquide

Cette bouteille est placée à la sortie de liquide du (ou des) condenseur(s). Elle constitue une réserve de liquide en haute pression.

Elle est essentielle dans le cas où :

- les évaporateurs sont alimentés par des détendeurs thermostatiques ou électroniques, tels les batteries à ailettes, les refroidisseurs de liquides à détente sèche, etc. ;
- les bouteilles basse pression ont un niveau de liquide maintenu constant par un dispositif de détente piloté par un régulateur de niveau basse pression.

Le volume de cet accumulateur de liquide est déterminé en calculant la variation du volume de frigorigène, entre sa plus haute température d'évaporation associée à sa plus forte charge thermique et sa plus faible température d'évaporation associée à sa plus faible charge thermique, auquel on ajoute une réserve de marche.

Le réservoir haute pression est calculé pour recevoir tout ou partie de la charge de l'installation si aucun autre stockage n'est possible.

On remarquera également que, lorsque la variation de volume est faible, on aménage la partie inférieure des condenseurs multitubulaires pour constituer une réserve de liquide.

Pour les installations dont on connaît bien les variations de charge et en particulier avec utilisation de HCFC ou de HFC, une alarme de niveau bas est installée en plus des viseurs ou niveau à réfraction. Elle indique une fuite de frigorigène

12.12 Détendeurs et systèmes de détente

12.12.1 Rôle

- Assurer la détente par laminage du fluide frigorigène liquide, au travers d'un orifice de section constante (orifice calibré, capillaire) ou de section variable.
- Régler le débit de fluide frigorigène admis dans l'évaporateur (ou dans une bouteille séparatrice basse pression) de façon à maintenir des conditions de fonctionnement prédéterminées (pression d'évaporation ou surchauffe en sortie d'évaporateur ou niveau de liquide dans la bouteille). On trouve aussi des détendeurs d'injection permettant de contrôler la désurchauffe des vapeurs à l'aspiration du compresseur (cas des compresseurs compound par exemple) et/ou de réduire la température de refoulement.

12.12.2 Classification

■ Détendeurs manuels

Il s'agit simplement de robinets à pointeau conique permettant une ouverture ou une fermeture très progressive. Le réglage de ces détendeurs doit être effectué très lentement et être modifié pour chaque changement du régime de fonctionnement de la machine frigorifique (très peu utilisés).

■ Détendeurs « automatiques »

On appelle ainsi tout détendeur capable d'ajuster automatiquement le débit admis dans la partie basse pression du circuit frigorifique.

☐ Détendeurs automatiques pour évaporateurs à détente directe

La surchauffe des vapeurs quittant un évaporateur à détente directe (ou à surchauffe, ou encore sec) est en général de l'ordre de 3 °C à 8 °C. Si elle est trop faible, le compresseur est mal protégé contre les risques de coups de liquide. Si elle est trop forte, l'évaporateur est insuffisamment alimenté en liquide : sa surface d'échange est mal utilisée, et l'on observe une

diminution importante du coefficient global d'échange. De plus, la température des vapeurs au refoulement du compresseur augmente et peut devenir trop élevée (risque de dégradation de l'huile).

☐ Orifice calibré

Il s'agit d'une simple restriction au passage du fluide frigorigène, constituée en général d'un diaphragme fixe. Pour des pressions amont et aval données, le débit volumique de fluide à travers l'orifice est constant ; ce dispositif n'est pas adapté à des variations de puissances de la machine frigorifique ni à des variations de pression amont.

☐ Tube capillaire

Il s'agit d'un tube dont le diamètre est constant entre 1/8" et 1/2". Sa longueur doit être assez grande, puisque la détente est réalisée grâce à la chute de pression causée par l'écoulement du fluide frigorigène.

■ Détendeur pressostatique

Un détendeur pressostatique contrôle le débit de fluide frigorigène admis à l'évaporateur de façon à maintenir constante la pression à l'entrée de ce dernier, quelle que soit la charge frigorifique.

La machine frigorifique étant à l'arrêt, la pression dans l'évaporateur est supérieure à la valeur réglée pour le point de fonctionnement nominal, et le détendeur pressostatique est fermé. Lorsque le compresseur est mis en route, il aspire les vapeurs contenues dans l'évaporateur : ce dernier se vide, et la pression d'évaporation diminue. Lorsque les forces d'ouverture deviennent prépondérantes, le détendeur s'ouvre, permettant l'injection de fluide frigorigène dans l'évaporateur.

■ Détendeur thermostatique (égalisation interne)

Un détendeur thermostatique règle le débit de fluide frigorigène admis dans l'évaporateur de façon à maintenir constante la surchauffe des vapeurs en sortie. Il permet ainsi un remplissage optimal de l'évaporateur et évite les coups de liquide, quelle que soit la charge thermique.

□ Schéma de principe (figure 12.70)

Un détendeur thermostatique est formé essentiellement d'une vanne à pointeau et d'un train thermostatique (1). Le train thermostatique contient une substance (le plus souvent une charge liquide/vapeur) dont la pression est représentative de la température du bulbe. Cette pression p_b s'applique sur la face supérieure d'une membrane (2), alors que sa face inférieure est soumise à la pression p_0 du fluide frigorigène détendu. Le pointeau (6) est solidaire de la membrane grâce à un axe de commande (4) : la position de la membrane et donc l'ouverture du détendeur dépendent de la différence ($p_b - p_0$), qui est représentative de la surchauffe. La consigne de surchauffe est ajustée par le ressort de réglage (3).

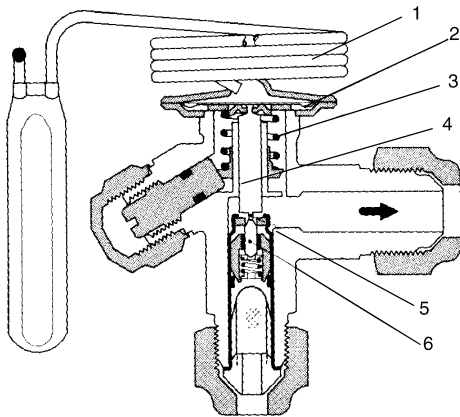


Figure 12.70 – Schéma de principe d'un détendeur thermostatique à égalisation interne de pression (Danfoss). 1 : train thermostatique (bulbe + capillaire). 2 : membrane. 3 : ressort de réglage. 4 : axe de commande. 5 : siège. 6 : pointeau.

Par rapport au détendeur pressostatique, la membrane commandant le déplacement du pointeau est soumise à un paramètre supplémentaire, qui est la pression régnant dans le train thermostatique.

Si le bulbe est correctement positionné sur la conduite d'aspiration en sortie d'évaporateur, la pression dans le train thermostatique est

représentative de la température du fluide frigorigène à cet endroit, et le détendeur permet de contrôler la surchauffe des vapeurs quittant l'évaporateur. Le plus souvent, le train thermostatique est chargé avec le même fluide que celui utilisé dans le circuit frigorifique.

□ Fonctionnement

À l'arrêt du compresseur, il existe en sortie d'évaporateur une surchauffe résiduelle, qui ne s'annule que progressivement (inertie thermique). Le détendeur reste ouvert et laisse pénétrer du liquide dans l'évaporateur. Il y a donc un fort risque de coup de liquide au prochain démarrage. Pour éviter cette éventualité, on place toujours un robinet solénoïde sur la ligne liquide, en amont du détendeur. Ce robinet est normalement fermé et asservi au fonctionnement du compresseur.

Les asservissements les plus couramment utilisés sont les suivants :

- fonctionnement en *tout-ou-rien* : lorsque la consigne est atteinte, l'organe de régulation de température provoque simultanément l'arrêt du compresseur et la fermeture du robinet solénoïde (par ouverture du contact électrique) ;
- fonctionnement en *pump-down* : lorsque la consigne est atteinte, on ferme la vanne solénoïde. On arrête ensuite le compresseur soit en utilisant un relais temporisé à l'ouverture, soit grâce à un pressostat BP : on réalise donc un arrêt par tirage au vide de l'évaporateur (ou *pump-down*).

□ Variation de la charge thermique à l'évaporateur

Si, à partir d'un fonctionnement stabilisé de la machine frigorifique, la charge thermique diminue, le débit de vapeurs formées dans l'évaporateur diminue, ainsi que T_b . La pression p_0 n'ayant pas encore varié, la surchauffe diminue, ce qui provoque la fermeture du détendeur : le débit de frigorigène admis à l'évaporateur diminue et p_0 s'abaisse, jusqu'à ce que la surchauffe en sortie d'évaporateur revienne à la valeur de consigne du détendeur. Si la charge thermique augmente, la température des vapeurs s'élève, et les conséquences inverses se produisent.

□ Choix

Contrairement au détendeur pressostatique ou au capillaire, le détendeur thermostatique constitue un organe de détente relativement sûr, puisqu'il peut s'adapter à des variations de charge en assurant l'alimentation adaptée de l'évaporateur sans risque de coup de liquide au compresseur.

Lors du fonctionnement de l'installation en réduction de puissance, on peut installer deux détendeurs en parallèle, avec leur vanne solénoïde en amont. Chaque détendeur correspond à l'un des régimes (par exemple 100 % et 50 %). Si l'on n'installe qu'un détendeur correspondant au régime de fonctionnement nominal, ce dernier risque d'être trop puissant pour le régime de réduction de puissance, et de provoquer le « pompage » de l'installation. On peut alors installer un système de détente plus modulant.

La sélection d'un détendeur se fait pour la charge thermique nominale, en fonction :

- du fluide frigorigène utilisé ;
 - de la température d'évaporation (température du mélange liquide/vapeur à l'entrée de l'évaporateur) ;
 - du sous-refroidissement de liquide ;
 - de la chute de pression à travers le détendeur.
- Pour déterminer cette dernière grandeur, il faut évaluer les pertes de charge dans la conduite liquide, en tenant compte :
- des longueurs droites et des coudes ;
 - des pertes de charge singulières occasionnées par les éventuels changements de section et par les accessoires (filtre déshydrateur, voyant liquide, vanne solénoïde...) ;
 - des dénivelés ($\Delta p = \rho_l g H$).

Il faut aussi prendre en compte, le cas échéant, le distributeur et les brins de distribution, ainsi que les variations de la chute de pression (condensation-évaporation) et les variations de charge thermique.

□ Détendeur thermostatique à égalisation externe de pression

On dimensionne en général les organes BP d'un circuit frigorifique pour que la vitesse des vapeurs de frigorigène soit comprise entre 8 et

12 m/s pour une température d'évaporation positive. Pour une température négative, la vitesse des vapeurs peut atteindre 15 à 16 m/s. Les chutes de pression Δp dans l'évaporateur peuvent donc être importantes. La pression des vapeurs en sortie de cet échangeur est alors nettement inférieure à celle en sortie du détendeur. Or, avec le détendeur thermostatique décrit jusqu'ici, la différence de pression prise en compte ne correspond plus, dans le cas où il y a de fortes pertes de charge dans l'évaporateur, à la surchauffe réelle des vapeurs en sortie. L'évaporateur est alors moins bien alimenté ; il contient moins de liquide, et le coefficient d'échange sera diminué.

Dans le cas où les chutes de pression entre la sortie du détendeur et celle de l'évaporateur sont supérieures à 0,4 bar, on utilise un détendeur à égalisation externe de pression.

Le détendeur à égalisation externe de pression permet bien de contrôler la surchauffe réelle en sortie d'évaporateur.

Le tube d'égalisation de pression doit être raccordé sur la génératrice supérieure de la canalisation d'aspiration, en sortie d'évaporateur, et après le bulbe.

□ Détendeurs et distributeurs

Lorsque l'évaporateur comporte plusieurs circuits de fluide frigorigène en parallèle, il faut assurer le même débit (et la même répartition liquide/vapeur) dans tous les circuits. On ne peut alimenter chacun des circuits par un détendeur spécifique : on aurait très peu de chance d'obtenir des réglages identiques. On met en œuvre un distributeur, dont le rôle est d'assurer une alimentation uniforme de chacun des circuits, en créant entre le détendeur et l'évaporateur une chute de pression suffisamment importante (par rapport à celle au travers de l'évaporateur).

Il s'agit d'un pièce usinée, constituant une chambre de distribution.

Le distributeur est placé toujours verticalement et directement en sortie du détendeur : on s'assure ainsi que non seulement le débit mais aussi le titre en vapeur sont les mêmes dans chaque circuit. Le distributeur impose une détente de l'ordre de 0,5 bar au fluide frigorigène. On

trouve ensuite un faisceau de capillaires, ou brins de distribution, reliant chaque orifice à un circuit de l'évaporateur. Le distributeur étant supposé « parfait », si ces capillaires ont rigoureusement même longueur et même diamètre, le débit sera également réparti.

□ Charge des trains thermostatiques

Mélange liquide/vapeur

Le train thermostatique contient du liquide en équilibre avec sa vapeur sur toute la plage de fonctionnement du détendeur. La membrane est donc toujours soumise à la tension de vapeur saturante du fluide. Le détendeur est capable d'alimenter correctement l'évaporateur dans toute la plage de fonctionnement pour laquelle il a été dimensionné. Par contre, si la charge thermique est élevée (notamment au démarrage de l'installation), le détendeur peut être totalement ouvert, et le moteur du compresseur peut alors être soumis à des surcharges s'il a été choisi sur la base du régime de fonctionnement nominal. Enfin, la pression dans le train thermostatique est imposée par la température la plus basse : si le corps du détendeur est plus froid que le bulbe, la surchauffe en sortie d'évaporateur ne sera pas contrôlée. Il faut donc que la charge soit suffisante pour que l'interface liquide/vapeur se trouve toujours dans le bulbe.

Charge MOP

Lorsque la température dans le train thermostatique est supérieure à la température MOP (*maximum operating pressure*), toute la charge est vaporisée ; l'augmentation de la pression n'est due qu'à la dilatation d'un gaz dans un volume constant. En général, la pression d'évaporation est alors élevée (par exemple au démarrage), les forces de fermeture sont prépondérantes, et le détendeur est fermé. Le compresseur étant en fonctionnement, l'évaporateur se vide et la pression d'évaporation diminue. Le détendeur ne commencera à s'ouvrir que lorsque la température d'évaporation aura atteint le point MOP. L'utilisation de ce type de charge permet d'installer des moteurs de compresseurs moins puissants, en revanche la durée des mises en régime est augmentée, et la surchauffe des

vapeurs peut être importante pendant cette phase de fonctionnement. Les températures MOP sont en général supérieures de 5 °C environ à la température d'évaporation maximale de la plage de fonctionnement du détendeur.

Charge adsorbante

On place dans le bulbe du détendeur une substance adsorbante solide ; le train thermostatique contient un adsorbat, sous forme vapeur. La masse de gaz adsorbé augmente lorsque la température du bulbe diminue : la pression dans le train thermostatique diminue donc aussi. Inversement, la pression augmentera avec la température. Quand toute la masse de gaz est désorbée, la pression ne peut plus augmenter : le détendeur fonctionne comme un détendeur à charge MOP, mais de plus la pression dans le train thermostatique ne dépend que de la température du bulbe : on évite l'inconvénient de la charge liquide-vapeur.

■ Détendeur électronique (figure 12.71)

Un détendeur électronique comprend un régulateur électronique, un détendeur, deux capteurs de température et un capteur de pression (interne ou externe). En effet, la grandeur réglée n'est plus la surchauffe des vapeurs, mais la différence de leur température entre l'entrée et la sortie de l'évaporateur. À cause des pertes de charge, la consigne réglée est donc supérieure à la surchauffe.

On trouve maintenant des détendeurs électroniques avec un capteur de température et un capteur de pression. Avec la conversion $T_{\text{sat}} = f(p)$ pour le fluide frigorigène considéré, le détendeur peut alors contrôler la surchauffe ($T - T_{\text{sat}}$) en sortie d'évaporateur.

Le régulateur peut éventuellement remplir une ou plusieurs fonctions complémentaires, telles que point MOP, thermostat, alarme, arrêt de l'installation par *pump-down*. On trouve essentiellement deux principes de régulation.

□ Régulation proportionnelle intégrale

Le détendeur est asservi à un moteur pas-à-pas. Lorsque la différence de température mesurée s'écarte de la valeur de consigne, le contrôleur électronique augmente ou diminue le nombre

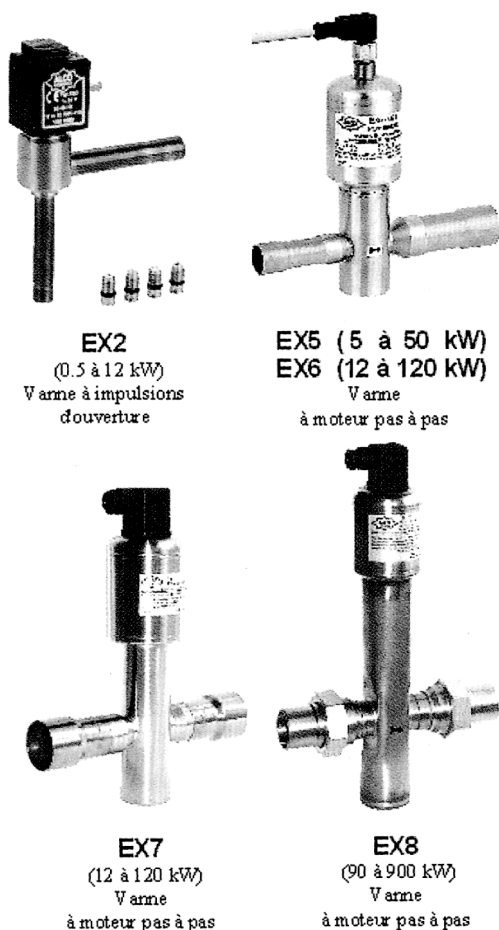


Figure 12.71 – Détendeur électronique (Alco).

d'impulsions envoyées au moteur : l'ouverture du détendeur est alors modifiée, ainsi que le débit de frigorigène injecté.

La grande différence entre les systèmes séquentiel et proportionnel réside dans la façon d'injecter le fluide dans l'échangeur. Dans le système séquentiel, ce sont des trains de liquide qui sont injectés, dans le système proportionnel, l'injection est dosée proportionnellement et en continu. Dans les deux cas, l'injection s'effectue indirectement (il y a toujours un régulateur pour le pilotage) mais avec une grande réactivité par rapport à la charge calorifique de l'évaporateur. Un intérêt important du détendeur électronique

est que son régulateur permet de donner des informations (position d'ouverture, température, pression).

Ces systèmes sont souvent catalogués « auto-adaptatifs ».

On peut également parler de régulation à soufflage constant (sous certaines conditions) ou de VRV (*variable refrigerant volume* ou volume de liquide réfrigérant variable).

Le gros avantage du détendeur électronique par rapport au thermostatique est sa souplesse d'adaptation à tous les types de fluides (ou presque) et la facilité, après une assimilation du concept électronique, de mise au point de la surchauffe pour chaque échangeur.

Certains fabricants proposent un concept global avec régulation et surveillance des postes de froid ainsi que la gestion de la production.

L'inconvénient de tous ces systèmes pour l'instant est un manque de transparence et une quasi totale incompatibilité entre eux.

☐ Régulation par modulation de la longueur et de la fréquence des impulsions

Le détendeur est alors un robinet solénoïde fonctionnant en tout-ou-rien. Le signal de commande est élaboré par le contrôleur, sur la base de cycles de durée constante, comprenant une ouverture et une fermeture. La durée de l'ouverture dépend de l'écart à la consigne ; elle est d'autant plus grande (et peut atteindre 100 %) que la différence de température mesurée est importante.

■ Détendeur multi-orifices (figure 12.72)

Comme son nom l'indique, le détendeur multi-orifices comporte plusieurs orifices, ce qui lui permet une certaine adaptabilité aux conditions de fonctionnement variables, écarts de pression et charges thermiques, tout en conservant un contrôle de la surchauffe performant. C'est un organe simple. Il ressemble beaucoup à un détendeur thermostatique standard, aussi bien dans son aspect extérieur, dans l'approche fonctionnelle et la façon de le manipuler (réglages, réactions...).

Il prend la place d'un détendeur existant sans aucune modification et en quelques minutes. L'offre à ce jour est limitée à un seul fabricant, Sporlan.

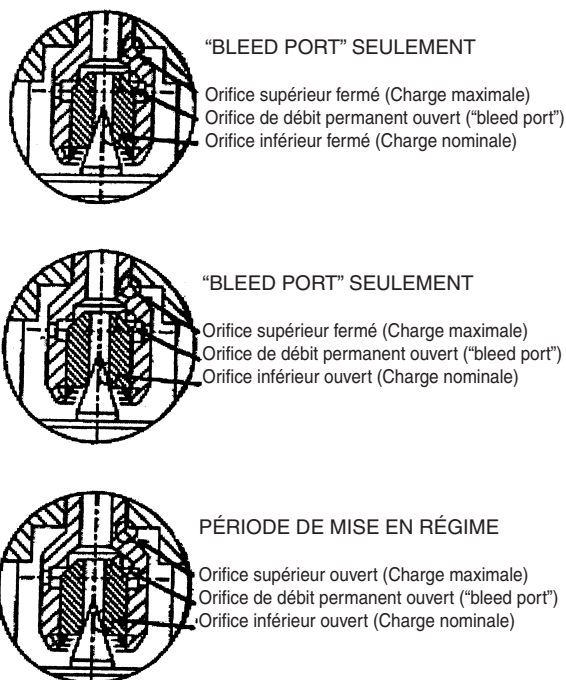
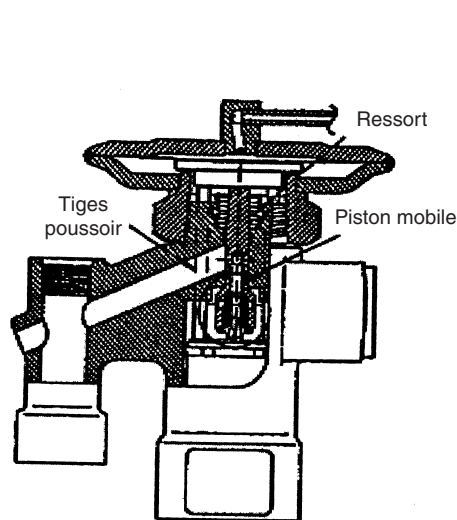


Figure 12.72 – Détendeur à trois orifices avec *bleed-port*.

C'est l'appareil idéal pour toutes les petites installations où l'investissement de l'électronique représente un budget trop lourd.

■ Détendeurs automatiques pour évaporateurs en régime noyé ou alimentations de bouteille BP

Le détendeur règle le débit de fluide frigorigène admis dans l'évaporateur en contrôlant le niveau de liquide contenu dans un réservoir pouvant être placé à différents endroits ou dans l'évaporateur directement.

□ Détendeur (ou régulateur de niveau) à flotteur BP

Ce détendeur maintient constant le niveau de liquide dans la bouteille séparatrice basse pression (on peut alors alimenter plusieurs évaporateurs), ou dans la bouteille séparatrice de l'étage intermédiaire dans le cas des circuits bi-étagés, ou dans le corps de l'évaporateur type multi-tubulaire.

□ Détendeur (ou régulateur de niveau) à flotteur HP

Contrairement au précédent, ce détendeur ne permet d'alimenter qu'un seul évaporateur. Le détendeur s'ouvre si le niveau de liquide augmente en amont. Les vapeurs HP ne peuvent donc passer dans la partie BP du circuit frigorifique.

On distingue deux exécutions :

- un détendeur avec gestion de niveau incorporé (figure 12.73) ;
- un détendeur piloté par un niveau séparé monté sur un réservoir ou un pot de prise de niveau (figure 12.74).

□ Détendeur (ou régulateur de niveau) thermostatique (figure 12.75)

On utilise la différence entre les coefficients d'échange thermique par convection entre une paroi et un liquide ou une vapeur. Si le niveau du liquide est en dessous de l'emplacement du bulbe, la température de ce dernier est plus élevée, car la paroi est moins refroidie par échange

thermique avec la vapeur. La pression dans le train thermostatique augmente, et le détendeur s'ouvre. Le débit de fluide frigorigène admis dans la bouteille s'accroît et le niveau de liquide dans la bouteille augmente. Quand le liquide arrive à l'emplacement du bulbe, la tempéra-

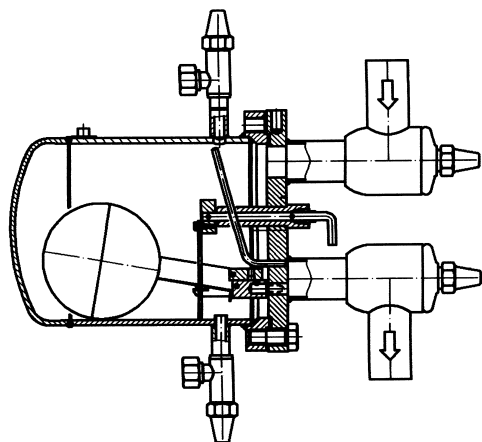


Figure 12.73 – Détendeur à flotteur HP (Witt).

re de ce dernier diminue, et le détendeur se ferme. Ce dispositif est d'autant plus sensible que la température ambiante est plus élevée.

Pour que le dispositif soit indépendant de la température ambiante, on utilise une petite résistance électrique permettant de chauffer le bulbe placée dans une poche thermométrique dans la bouteille. Le réglage du niveau de liquide n'est alors possible que si l'on a prévu plusieurs poches à différentes hauteurs dans la bouteille.

Ce détendeur est en général à égalisation externe de pression ; le capillaire d'équilibrage de pression est raccordé à la sortie de l'évaporateur.

□ **Détente par flotteur électrique HP ou BP tout-ou-rien (figure 12.76)**

Le système basique de contrôle de niveau pour alimentation/détente comprend :

- un niveau à contact tout-ou-rien ;
- une électrovanne avec filtre ;

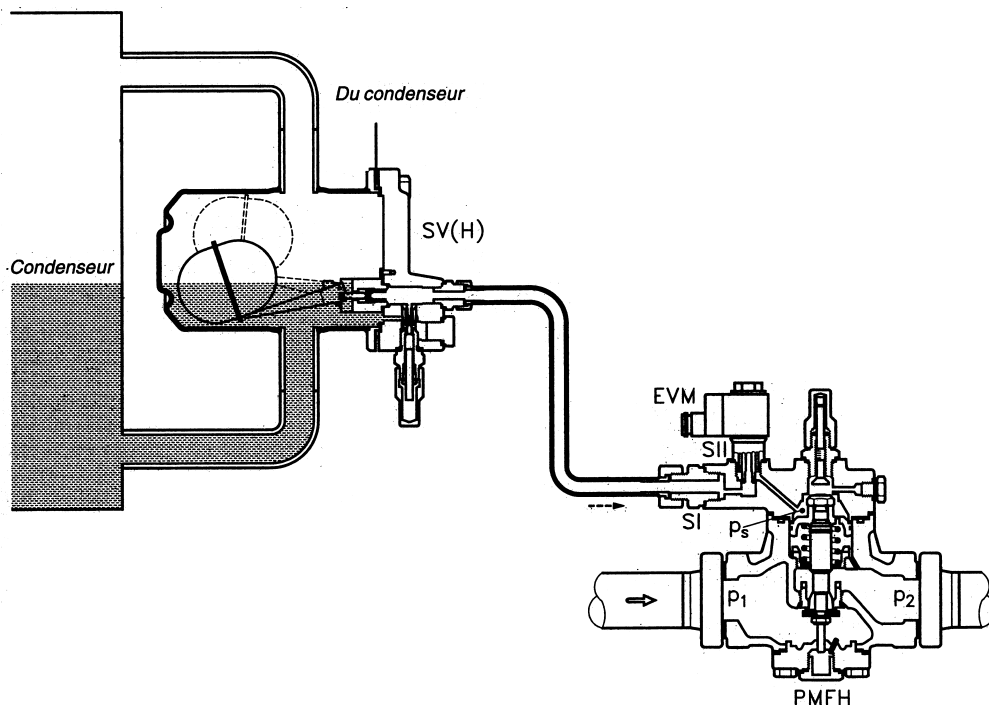


Figure 12.74 – Détente à flotteur HP (Danfoss).

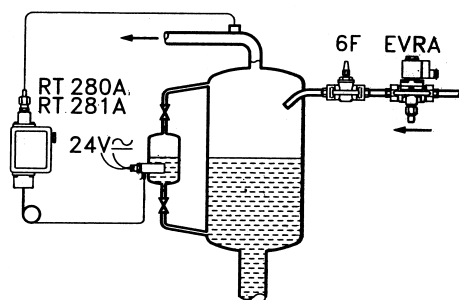


Figure 12.75 – Détente contrôle par sonde thermostatique (Danfoss).

– une vanne de détente (ou robinet régleur manuel) équipée d'un orifice avec obturateur profilé dont on détermine la section de passage maximale formulée en fonction du débit, de l'écart de pression, de la masse volumique du liquide et du K_v .

C'est le temps d'ouverture/fermeture qui permet de modifier le débit. L'emplacement du niveau électrique est soit sur un pot ou un réservoir HP, soit sur un réservoir BP. On peut parler respectivement d'une alimentation par flotteur HP et BP mais en tout-ou-rien.

Le flotteur suit le niveau de liquide dans la bouteille ; si celui-ci diminue, le contact électrique se ferme, permettant l'alimentation électrique de la bobine du robinet solénoïde qui s'ouvre ; lorsque le niveau de liquide remonte, le contact électrique s'ouvre, et le robinet se ferme.

Il faut :

- asservir le robinet solénoïde au fonctionnement du compresseur, pour qu'il reste fermé à l'arrêt de ce dernier, quel que soit le niveau du liquide dans la bouteille ;
- disposer d'une temporisation pour amortir les battements du contact dus aux fluctuations rapides de niveau.

☐ Détente par flotteur à signal modulant

Si l'on remplace le niveau tout-ou-rien par un niveau à signal modulant, le fonctionnement tout-ou-rien peut devenir progressif.

L'ensemble électrovanne et régleur manuel est remplacé par une vanne de détente pilotée par le signal électronique avec électrovanne ou signal de fermeture forcé à l'arrêt.

☐ Détente avec régulateur de niveau hydraulique (figure 12.74)

Le contrôle de niveau placé sur le pot ou le réservoir HP ou sur la bouteille BP est équipé d'un flotteur ajustant le débit d'une ligne pilote qui va provoquer l'ouverture ou la fermeture progressive d'une vanne de détente par action sur un servopiston.

☐ Détente (ou régulateur de niveau) pneumatique ou électro-pneumatique

La vanne de détente est une vanne à siège modulante commandée par un niveau à distan-

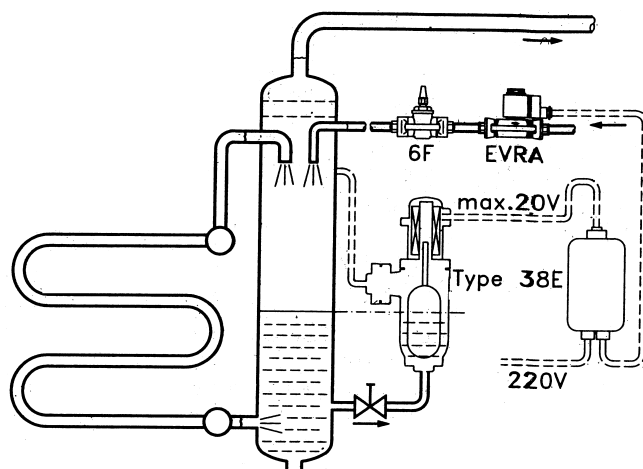


Figure 12.76 – Détente contrôlée par niveau TOR (Danfoss).

ce monté en BP ou en HP composé d'un niveau piézométrique ou à tube de torsion transmettant son signal variable *via* un régulateur électrique ou pneumatique (par exemple vanne Masoneilan).

□ **Détente par vanne modulante pilotée par détendeur thermostatique (figure 12.77)**

Lorsque la puissance est supérieure au maximum d'un détendeur thermostatique, celui-ci est remplacé par un petit détendeur thermostatique qui pilote la vanne de détente principale.

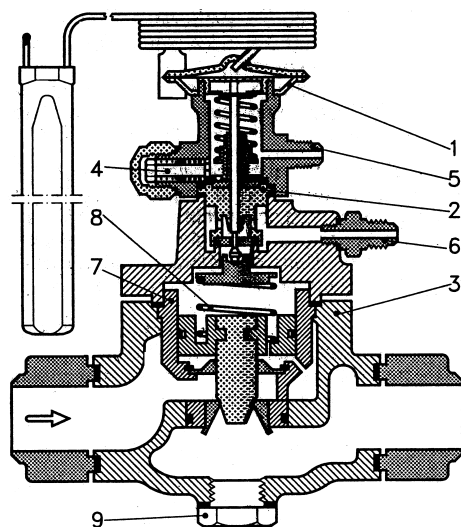


Figure 12.77 – Vanne de détente pilotée par détendeur thermostatique (Danfoss).

- 1 : élément thermostatique (capsule de membrane).
- 2 : cartouche d'orifice remplaçable.
- 3 : corps de détendeur.
- 4 : tige de réglage de la surchauffe.
- 5 : égalisation de pression externe.
- 6 : raccord pilote.
- 7 : cartouche pour vanne principale.
- 8 : ressort principal.
- 9 : bouchon de fond.

12.13 Canalisations frigorifiques et accessoires

12.13.1 Canalisations

■ Tracé et calcul

Le tracé et le calcul précis des canalisations frigorifiques ont des objectifs bien déterminés qui relèvent essentiellement des points suivants : pertes de pression, économies d'énergie, coûts d'installation (tubes, accessoires, isolation) et retour d'huile.

Pour la protection du compresseur, l'huile doit réintégrer le compresseur sous forme de gouttelettes dispersées, et non sous forme de bouchons ; par ailleurs, si les échangeurs sont situés à des niveaux supérieurs, il faut impérativement éviter tout risque de vidange de ces derniers dans le compresseur à l'arrêt de l'installation.

La valeur des pertes de pression a une influence directe sur le fonctionnement de l'installation, sur la taille des compresseurs et des échangeurs ainsi que sur ses dépenses énergétiques. En effet, elles induisent des pressions d'aspiration plus basses et des pressions de refoulement plus élevées qui entraînent un travail de compression plus important. Par ailleurs, des pertes de pression importantes sur les lignes de liquide conduisent à des vaporisations partielles qui entraînent un mauvais fonctionnement des détendeurs, lorsque le liquide n'est pas suffisamment refroidi ou en moyenne pression. Il faut donc réaliser un tracé qui ne conduise pas à des canalisations trop longues ou trop compliquées ou ayant des diamètres trop faibles, ou prendre des mesures particulières (sous-refroidissement par exemple).

À l'inverse, des tuyauteries ayant des diamètres trop importants entraînent des surcoûts d'installation (tuyauteries, accessoires, robinetterie, montage, isolation) ainsi qu'une charge plus importante. De plus, une vitesse trop faible des vapeurs peut causer un déficit de réintégration du lubrifiant vers le compresseur.

□ Diamètres

Le calcul des diamètres se fait à partir des éléments suivants :

- débits volumétriques ;
- taux de recirculation éventuellement ;
- diamètre et qualité des tuyauteries ;
- tracé préliminaire du cheminement des tuyauteries ;
- contraintes d'entraînement d'huile ;
- nombre et type des organes de sectionnement et de régulation ;
- différence de niveaux.

□ Calcul des débits

À partir du calcul des débits massiques circulant dans les diverses canalisations, on calcule, pour chaque portion de tuyauterie, le débit volumétrique à partir des données tirées du diagramme de Mollier ou des tables de vapeur qui permettent de déterminer la pression, la température, la masse volumique du fluide considéré.

□ Vitesses

Des ordres de grandeur des vitesses de gaz et de liquide permettent une première approximation des sections et des diamètres à retenir (voir diamètres normalisés des tuyauteries, en cuivre ou en acier).

À titre d'orientation, on pourra prendre les vitesses ci-avant (tableau 12.7).

Dans le cas de tuyauteries vapeurs verticales ascendantes, on retient les valeurs plus élevées des vitesses.

□ Pertes de pression

Elles comprennent :

- les pertes par frottement ;
- les pertes singulières ;
- les pertes hydrostatiques.

Les premières se calculent à partir de la relation :

$$\Delta P = \lambda L / D \rho V^2 / 2$$

avec ΔP la perte de pression (en N/m^2 ou Pa), λ le coefficient de pertes de charge (sans dimension), L la longueur de la tuyauterie (en m), D le diamètre hydraulique de la tuyauterie (en m) (dans le cas d'une conduite circulaire, il s'agit du diamètre interne), ρ la masse volumique calculée pour la pression et la température moyennes (en kg/m^3) et V la vitesse moyenne (en m/s).

Le facteur λ est une fonction complexe de la rugosité relative du tube et du nombre de Reynolds. En régime laminaire, $\lambda = 64/\text{Re}$ et, en régime turbulent, on utilise la relation de Colebrook ou bien l'abaque de Moody ($\lambda = 100\text{Re}$) :

$$\frac{1}{\sqrt{\lambda}} = -2 \log_{10} \left(\frac{2,51}{\text{Re} \sqrt{\lambda}} + \frac{\varepsilon_r}{3,71} \right)$$

où Re est le nombre de Reynolds caractéristique de l'écoulement (adimensionnel) et ε_r est la rugosité relative de la paroi interne de la conduite (sans dimension).

En première approximation, on peut attribuer la valeur $\lambda = 0,025$.

Les *pertes singulières* sont créées par les courbes, les déviations, les réductions, les robinets, les soupapes, les filtres, etc. Leurs valeurs sont données par des tables en équivalents de longueurs droites et s'ajoutent simplement aux précédentes.

Les *pertes hydrostatiques* sont constituées par les colonnes verticales de gaz, de vapeur + liquide ou de liquide pur, pour lesquelles on connaît la dénivellation Δz et la masse volumique ; on peut donc calculer la perte de pression hydrostatique :

$$\Delta P = \Delta z \rho g$$

La somme algébrique de ces pertes est généralement multipliée par un facteur de 1,10 (marge de sécurité de 10 %). Elle est ensuite

Tableau 12.7

Fluide frigorigène	Aspiration	Refoulement	Liquide
R-22, R-404A, R-134a	6 à 20 m/s	10 à 18 m/s	1 à 2 m/s
R-717	5 à 25 m/s	10 à 15 m/s	0,5 à 2 m/s

Tableau 12.8 – Effets approximatifs des pertes de pression (exemple sur la base du R-134a et d'un régime thermique 0 °C + 35 °C).

Perte sur l'aspiration	Puissance frigorifique	Puissance absorbée
0 °C	100 %	100 %
1 °C	96 %	103 %
2 °C	92 %	107 %

Perte sur refoulement	Puissance frigorifique	Puissance absorbée
0 °C	100 %	100 %
1 °C	99,5 %	102,5 %
2 °C	98,8 %	105 %

transformée en °C en se référant à la courbe de saturation du fluide considéré.

Les conditions sont naturellement différentes pour d'autres fluides et d'autres régimes thermiques. Ce dernier facteur est important à basse température.

Pour les tuyauteries liquides, les pertes de pression peuvent provoquer l'apparition de vapeur avant le détendeur, et être à l'origine d'un dysfonctionnement de l'installation.

D'une manière générale, on fixera des chutes de températures sur les canalisations d'aspiration, de refoulement, de liquide ayant les valeurs suivantes :

- 0,6 à 1 °C pour le R-717 ;
- 1 à 1,5 °C pour les fluides HFC.

□ Retours d'huile

Dans les colonnes montantes et avec les fluides halogénés, il faut respecter des vitesses minimales de vapeur assurant le retour de l'huile vers les compresseurs ou l'entraînement vers le condenseur. Ces vitesses sont fonction des paramètres suivants :

- nature du frigorigène ;
- température du frigorigène ;
- dénivellation.

Les problèmes deviennent délicats lorsque la puissance frigorifique est réduite et que toutes

les vitesses subissent la même réduction. Il est alors nécessaire, dans les colonnes montantes, à la sortie des évaporateurs refroidisseurs d'air, de prévoir une seconde tuyauterie d'aspiration de diamètre plus faible, réalisant dans ce cas une vitesse ascensionnelle suffisante pour remonter l'huile. La canalisation principale se trouve alors obturée par un bouchon d'huile. Vers le condenseur, il peut également être nécessaire de faire des siphons si la dénivellation est supérieure à 5 m environ.

Les valeurs de ces vitesses dites *de réintégration* sont listées dans les ouvrages spécialisés édités par certains constructeurs ou plus simplement dans l'Ashrae Handbook.

■ Cas des systèmes à recirculation

Ce cas est désormais très fréquent dans les circuits frigorifiques industriels utilisant l'ammoniac aussi bien que les fluides halogénés ou le CO₂.

À partir de la bouteille basse pression, une tuyauterie alimente la (ou les) pompe(s) basse pression. De ces pompes, une tuyauterie dont la longueur peut être importante et le parcours compliqué, amène le liquide froid au voisinage immédiat des évaporateurs. Chaque évaporateur est équipé d'une station d'alimentation qui comporte au minimum un robinet de réglage, lequel permet de régler le débit de liquide alimentant l'évaporateur ; ce robinet est généralement précédé d'un robinet solénoïde, et le tout encadré de robinets d'arrêt. Le mélange biphasique sortant de l'évaporateur fait retour à la bouteille BP par une tuyauterie empruntant le même chemin que la tuyauterie de liquide et munie de vannes(s) de sectionnement et, souvent, de vannes automatiques (régulatrice de pression ou fermeture automatique pour dégivrage par gaz chauds, par exemple).

En régime établi, la pression de liquide, à l'aspiration de la pompe, est égale à la somme de la pression d'aspiration et de la pression hydrostatique du liquide, moins la perte de pression due à l'écoulement du liquide dans la canalisation et ses divers accessoires (robinets et filtre).

Le frigorigène liquide circulant dans la canalisation de départ de la pompe, est sous la pression de refoulement de celle-ci. Lorsqu'il arrive

au niveau de la station d'alimentation de l'évaporateur, il a subi une certaine perte de pression liée à la vitesse de circulation, aux frottements, aux accidents de parcours et aux dénivellations géométriques.

Dans le robinet de détente, la pression est à nouveau réduite au niveau de la pression d'évaporation régnant à l'entrée de l'évaporateur. Celui-ci est également le siège d'une perte de pression, liée à l'écoulement du fluide en voie de vaporisation partielle. La pression de sortie est donc plus basse que la pression d'entrée.

Le mélange biphasique qui circule dans la canalisation de retour, a une masse volumique d'autant plus grande que le taux de circulation T est élevé ; il en résulte que la perte de pression subie par ce mélange est elle-même fonction de ce taux de circulation et peut atteindre une valeur importante. De ce fait la pression réelle d'évaporation dans l'évaporateur est plus élevée que la pression régnant dans la bouteille basse pression (voir chapitre 8). En conséquence, la température de l'évaporateur est plus élevée que celle de la bouteille, et ceci parfois de plusieurs degrés, surtout s'il s'agit de fluides halogénés et si la bouteille est située au-dessus de l'évaporateur. En général, on calcule les pertes de pression de cette boucle secondaire, pour que la différence de température entre évaporateurs et bouteille n'excède pas 2°C .

Les installateurs disposent également en général de courbes de présélection rapide prenant en compte la situation biphasique.

12.13.2 Accessoires

■ Robinets manuels

Les robinets manuels sont destinés, lors des opérations d'entretien ou des réparations, à isoler certains matériels ou éléments du circuit. En particulier, ils encadrent :

- le compresseur ;
 - le détendeur et le robinet solénoïde sur la conduite de liquide haute pression ;
 - la station de déshydratation pour les halogénés ;
 - les évaporateurs, condenseurs, réservoirs, etc.
- Ils sont spécifiques aux équipements frigorifiques. En particulier, ils résistent aux pressions

des différents frigorigènes. Ils sont rendus étanches à l'égard du milieu extérieur par un presse-étoupe sur la tige de manœuvre complétée par un chapeau pour les installations à halogénés. Leur étanchéité interne doit être excellente (joints en matière plastique adaptée, métal antifriction).

Ils sont du type à soupape ou à boule (passage direct).

■ Robinetterie automatique

□ Robinets solénoïdes

Ils sont utilisés sur les divers circuits de fluide à l'entrée (frigorigène liquide ou gazeux, eau, huile), en particulier à l'amont du détendeur, et asservis par exemple au fonctionnement du compresseur ou aux thermostats d'ambiance sur les installations à postes multiples.

□ Clapet de retenue

Il est utilisé au refoulement des compresseurs, à l'entrée des évaporateurs dégivrés par gaz chauds et pour les pompes à chaleur réversibles au moment de l'inversion du cycle. La fonction clapet peut être combinée dans un robinet d'arrêt (vanne-clapet).

□ Soupape de sûreté

La soupape de sûreté intervient en cas de montée anormale de pression due à un phénomène externe ou si un organe de sécurité est déficient. Elle peut être complétée par un disque de rupture avec ou sans prise manométrique. Elles sont classées en catégorie 4 dans la DESP 97/23CE.

Sur les grosses capacités, elles sont doublées et montées sur une vanne 3 voies de façon à pouvoir être remplacées en fonctionnement tout en préservant la sécurité de l'appareil.

□ Station de déshydratation et de charge

Les filtres déshydrateurs sont indispensables sur les circuits à halogénés. Leur cartouche en silicagel ou tamis moléculaires, fixe l'humidité et dans certains cas les acides. Cette station est placée sur la conduite de liquide haute pression, à la sortie de la bouteille accumulatrice. Elle com-

porte un robinet pour la charge du frigorigène ou un robinet de by-pass.

■ Voyant de liquide

Des voyants avec vitre sont placés entre le déshydrateur et le détendeur et sur les circuits de retour d'huile. Ils permettent de vérifier l'état du fluide qui circule. Pour les halogénés, ils peuvent être munis d'une pastille de produit actif qui change de couleur dès que le frigorigène renferme de l'humidité ou des traces d'acide.

■ Filtres

Afin de protéger les éléments sensibles du circuit frigorifique et, à cause de la présence de petits orifices de pilotage interne, du risque de formation de bouchon de glace (au niveau des détendeurs par exemple), plusieurs types de filtres sont installés sur un circuit frigorifique en plus du filtre déshydrateur : filtre d'aspiration, filtres en amont de robinets solénoïdes ou de vannes de régulation.

12.13.3 Règles générales d'installation

Les principes suivants s'appliquent à tous les éléments du circuit de frigorigène :

- éviter la formation de poches d'huile ;
- prévoir l'absorption des vibrations et des dilatations ;
- prévoir une souplesse mécanique suffisante par des changements de direction ou des lyres ;
- éviter d'emprisonner du fluide dans des portions de tuyauterie.

■ Conduite d'aspiration

On rappelle l'importance des pertes de pression à l'aspiration ainsi que les problèmes de retour d'huile. Dans le cas de l'alimentation par injection directe, chaque sortie d'évaporateur comporte un petit siphon, de façon à permettre l'écoulement du fluide liquide sans influencer le bulbe du détendeur thermostatique. D'autre part, le liquide ne doit pas pouvoir s'écouler vers les compresseurs, ni en fonctionnement, ni pendant les arrêts.

■ Conduite de refoulement

Les mêmes considérations sont à faire en ce qui concerne les pertes de pression ainsi que le retour d'huile vers les compresseurs.

■ Conduite de liquide allant à la bouteille accumulatrice HP

Si la distance est faible entre le condenseur (ou le sous-refroidisseur, s'il existe) et la bouteille accumulatrice haute pression, il suffit que la tuyauterie soit d'un diamètre permettant d'assurer le dégazage de la bouteille. Si cette distance est supérieure à 2 m (cas des halogénés), il convient d'installer une conduite d'équili-brage.

■ Conduite de liquide vers le détendeur

Pour que le détendeur fonctionne correctement, le frigorigène doit lui arriver à l'état de liquide pur et sous une pression suffisante.

Si la pression est trop faible, le débit assuré par le détendeur, même à pleine ouverture, peut être insuffisant.

S'il y a des colonnes montantes, il y a risque de formation de bulles qui perturberont la circulation et l'alimentation des évaporateurs.

Si le fluide n'est pas à l'état de liquide pur, c'est-à-dire s'il n'a pas été assez sous-refroidi, il y a des bulles de vapeur avant détente, ce qui réduit aussi le débit du détendeur.

L'état du frigorigène avant détente dépend de la perte de pression de la canalisation de liquide venant de la bouteille accumulatrice haute pression. Le sous-refroidissement du liquide avant détente est assuré :

- par le condenseur (généralement insuffisant) ;
- par un sous-refroidisseur ;
- par un échangeur liquide/vapeur, dans le cas d'un halogéné.

Il n'y a pas de mesure particulière à observer en ce qui concerne l'entraînement d'huile.

■ Conduite de retour entre évaporateur et bouteille séparatrice BP

Dans le cas d'un évaporateur à regorgement, et quoique cela soit plus difficile à calculer, la perte de pression ne doit pas dépasser une

valeur correspondant à une variation de 1 °C de la température du fluide saturé.

Le diamètre de cette conduite est toujours supérieur à celui de la conduite d'aspiration, en général un diamètre de différence.

12.14 Pompes à eau et à frigoporteur

Ce sont en général des pompes centrifuges monocellulaires à corps en fonte avec arbre et roue en acier inoxydable (corps en acier en basse température).

Ces pompes sont du type ouvert donc équipées d'une garniture d'étanchéité mécanique dont les composants seront à adapter à la nature et à la température des fluides.

Les pompes sont monobloc, en ligne, ou en équerre ou sur socle.

Certaines applications font appel :

- à des pompes multicellulaires auto-amorçantes (par exemple puisage) ;
- à des pompes hermétiques (analogues à celles utilisées pour des fluides frigorigènes) dans le cas de frigoporteurs (eau ammoniaquée ou CO₂).

12.15 Refroidisseurs atmosphériques

12.15.1 Refroidisseur évaporatif

Un refroidisseur évaporatif à circuit d'eau ouvert est communément appelé réfrigérant atmosphérique, tour de réfrigération ou encore tour de refroidissement, mais ces appellations sont imparfaites (figure 12.78).

L'eau réchauffée dans le process est pulvérisée avec une pression de 0,2 à 0,5 bar sur un corps d'échange type nid d'abeille où elle ruisselle et rencontre un flux d'air ascendant forcé par un système de ventilation (soufflant ou aspirant, centrifuge ou hélicoïde).

L'eau est collectée à la partie basse dans un bac (parfois situé à distance, à l'intérieur pour le protéger contre le gel) à partir duquel la (ou

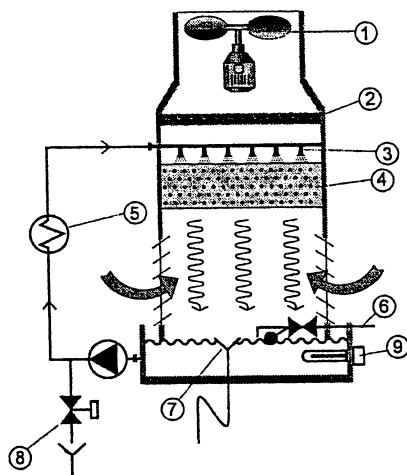


Figure 12.78 – Tour de refroidissement ouverte. 1 : ventilateur avec entraînement. 2 : séparateur de gouttes. 3 : rampe de buses. 4 : surface de ruissellement. 5 : source chaude. 6 : vanne à flotteur et amenée d'eau fraîche. 7 : trop-plein. 8 : déconcentration. 9 : chauffage anti-gel.

les) pompe(s) de circulation renvoient l'eau refroidie vers le process.

Le refroidissement est assuré essentiellement par évaporation partielle de l'eau, ce qui provoque :

- une nécessité d'appoint contrôlé soit par un niveau à flotteur soit par un niveau électrique ;
- une concentration en sels minéraux d'où une nécessité de déconcentration et de traitement.

Le circuit d'eau étant ouvert, un traitement complémentaire est effectué contre la corrosion des circuits (qui peuvent être réalisés avec des matériaux différents) ainsi qu'une filtration plus ou moins fine (jusqu'à 500 µm si on utilise des échangeurs à plaques). Le nettoyage du filtre peut être automatisé et réalisé à contre-courant. Un traitement anti-legionella est nécessaire.

L'eau peut être refroidie économiquement à 4 °C de la température de bulbe humide, moyenne maximale, soit +25 à +27 °C environ. Les retours d'eau chaude sont en général de l'ordre de +30 à +33 °C (momentanément plus).

L'encrassement et les risques de corrosion des échangeurs du circuit sont les inconvénients

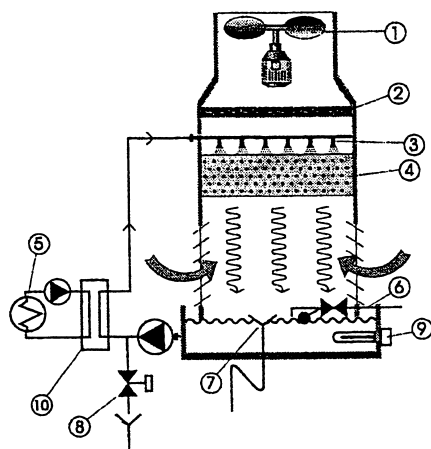


Figure 12.79 – Tour de refroidissement ouverte avec échangeur en interface. 1 : ventilateur avec entraînement. 2 : séparateur de gouttes. 3 : rampe de buses. 4 : surface de ruissellement. 5 : source chaude. 6 : vanne à flotteur et amenée d'eau fraîche. 7 : trop-plein. 8 : déconcentration. 9 : chauffage anti-gel. 10 : échangeur intermédiaire (échangeur à plaques).

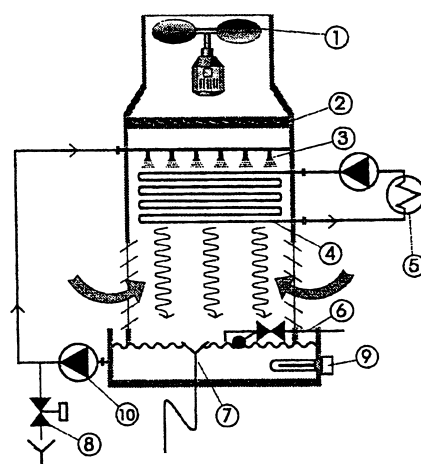


Figure 12.80 – Refroidisseur évaporatif à circuit fermé. 1 : ventilateur avec entraînement. 2 : séparateur de gouttes. 3 : rampe de buses. 4 : réseau tubulaire, avec ou sans ailettes. 5 : source chaude. 6 : vanne à flotteur et amenée d'eau fraîche. 7 : trop-plein. 8 : déconcentration. 9 : chauffage anti-gel. 10 : pompe interne d'arrosage.

majeurs de ce système, un échangeur intermédiaire peut être installé (figure 12.79) ; il entraîne :

- une remontée de température d'au moins 3 à 4 °C et une incidence défavorable sur le COP des compresseurs s'il s'agit d'un circuit de condensation ;
- l'installation d'un deuxième système de pompage ;
- une augmentation importante de l'investissement.

Remarques

1. Certains appareils ne comportent pas de système de distribution sous pression mais des goulottes d'éclatement (en utilisation d'eau chargée).
2. Pour les très grosses puissances (par exemple centrales énergétiques), les appareils sont à « tirage naturel » et ne comportent donc pas de ventilateurs.

12.15.2 Refroidisseur évaporatif à circuit fermé (figure 12.80)

Ce type de refroidisseur fonctionne sur le principe précédent : le corps d'échange de ruissel-

lement est remplacé par un faisceau de tubes galvanisés ou en acier inoxydable dans lequel circule, en circuit fermé, le fluide de process qui sera généralement de l'eau glycolée à environ 30 % pour assurer une protection contre le gel, surtout pendant les périodes d'arrêt. Seul le circuit d'arrosage est ouvert ; il nécessite appoint et traitements. Néanmoins, les risques (encrassement et corrosion des échangeurs du process) sont éliminés. La température d'eau froide atteinte est d'environ + 28 à + 30 °C.

12.15.3 Refroidisseur sec

Dans ce type de refroidisseur, le corps d'échange est remplacé par une batterie à ailettes sur laquelle aspirent des ventilateurs hélicoïdes (parfois montés en soufflage sur les gros appareils industriels).

Si la température ambiante moyenne maximale est de + 32 °C, l'eau ne peut être refroidie économiquement que jusqu'à + 38/+ 40 °C, d'où une incidence négative sur le COP (par rapport à la solution précédente).

Les problèmes d'eau sont éliminés.

En dehors de l'investissement et des contraintes de place et d'environnement, il faut comparer les coûts d'exploitation des systèmes secs et humides : d'un côté une consommation énergétique (système sec), de l'autre une consommation d'eau, de produits de traitement, de la main-d'œuvre de maintenance et des contrôles sanitaires.

Parfois, soit pour éviter de surdimensionner l'appareil sec, soit pour améliorer les conditions de refroidissement en période excessivement chaude, on pulvérise temporairement de l'eau en amont de l'échangeur, dans le sens de l'air ou à contre-courant. En cas d'utilisation prolongée, une corrosion et un dépôt de calcaire peuvent apparaître.

Une pulvérisation très fine avec de l'eau traitée sous haute pression en amont de la surface ailetée est proposée en variante (refroidissement adiabatique de l'air de ventilation). L'utilisation est limitée aux périodes très chaudes (100 à 300 heures).

12.15.4 Refroidisseur hybride

Développé depuis 1986, le refroidisseur hybride est relativement méconnu et fait appel aux deux techniques de refroidissement (sec et/ou humide). Il possède les inconvénients des deux mais aussi les avantages. Une bonne connaissance du process thermique et une sélection optimale d'un appareil performant apportent une bonne réponse surtout pour les puissances moyennes et importantes.

Le corps d'échange est constitué de deux batteries à ailettes avec une protection spéciale contre la corrosion et montées en V. Les ventilateurs aspirent sur les batteries. Un système d'arrosage placé au-dessus des batteries à ailettes assure un arrosage régulier et homogène avec récupération de l'eau excédentaire dans un bac à partir duquel une pompe assure le recyclage. Le fonctionnement à sec supprime l'effet de panache (qui peut être partiellement combattu dans des appareils humides classiques par l'installation d'une batterie après le séparateur de gouttes, lui-même placé après le système de pulvérisation).

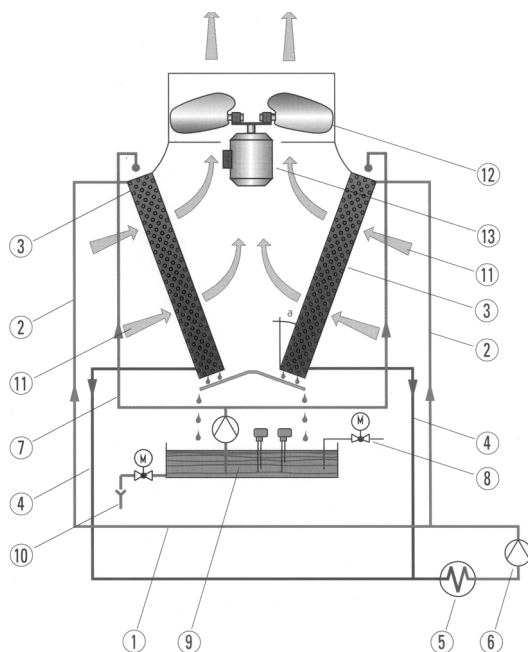


Figure 12.81 – Refroidisseur hybride (Jäggi-Güntner). 1 : circuit primaire à refroidir. 2 : aller. 3 : éléments refroidisseurs. 4 : retour. 5 : source chaude. 6 : pompe circuit à refroidir. 7 : circuit d'eau d'humidification. 8 : eau d'appoint. 9 : bac à eau. 10 : dessalage. 11 : air de refroidissement. 12 : ventilateur. 13 : entraînement du ventilateur.

L'eau circule en abondance et assure un lavage mécanique des batteries à ailettes.

Lorsque l'on regarde le diagramme des températures annuelles pour la région parisienne par exemple, pendant près de 4 000 h/an on est en dessous de + 8 °C et pour moins de 500 h au-dessus de + 20 °C.

Les études détaillées montrent un temps de retour sur investissement intéressant de 2 à 3 ans.

Différentes exécutions existent, par exemple avec batterie lisse arrosée et batterie ailetée située en parallèle (deux flux d'air séparés) ou après l'arrosage (système Baltimore).

12.16 Matériel de régulation

Vu la diversité des matériels, seules seront listées les fonctions à assurer dans une installation frigorifique avec mention des aspects importants.

12.16.1 Vannes automatiques sur circuits frigorifiques

- Vanne à pression constante basse pression avec pilotes électriques, thermostatiques, pressostatiques, électroniques (figure 12.82) :
 - contrôle d'une pression d'évaporation en amont de la vanne à une valeur déterminée, avec mise en service ou hors service de la fonction par pilote électrique en série ou en parallèle avec le pilote de régulation ;
 - vanne modulante (par exemple vanne sur évaporateur refroidisseur de liquide).
- Vanne à pression constante haute pression avec pilotes électriques, pressostatiques, directs ou différentiels :
 - contrôle d'une pression en amont de la vanne à une valeur déterminée, avec mise en service de la fonction par pilote électrique en service ou en parallèle avec le pilote de régulation ;
 - vanne modulante (par exemple vanne de refoulement sur groupe à vis sans pompe à huile, vanne d'alimentation de gaz chauds pour dégivrage) ;
 - vanne de limitation de pression (à décharge) sur réservoir par exemple ;
 - vanne de contrôle de pression différentielle (pression de lubrification, pression d'alimentation HP...).
- Vanne régulatrice de dégivrage (figure 12.83) : action ponctuelle (*via* un pilote électrique) pour augmentation ou chute de pression (par exemple vanne de réintégration de condensats sur système à dégivrage par gaz chauds, vanne de décharge de condensats).
- Électrovannes tout-ou-rien, directes ou pilotées (en général deux voies) : lignes liquides, vapeur, gaz chauds, huile ;
- Vannes de détente (figure 12.84).

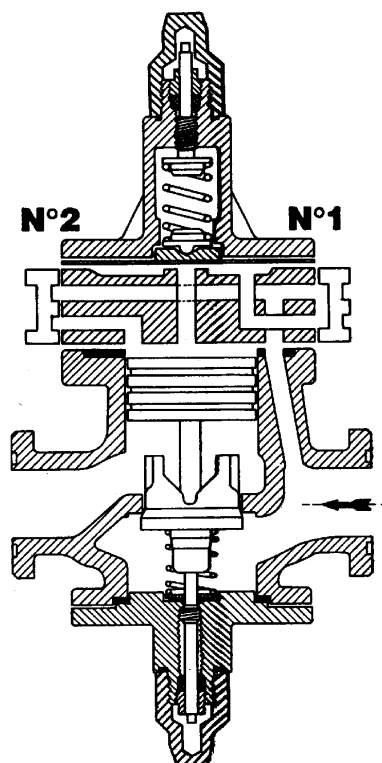


Figure 12.82 – Vanne régulatrice de pression (US Reco).

12.16.2 Capteurs de pression, température, hygrométrie

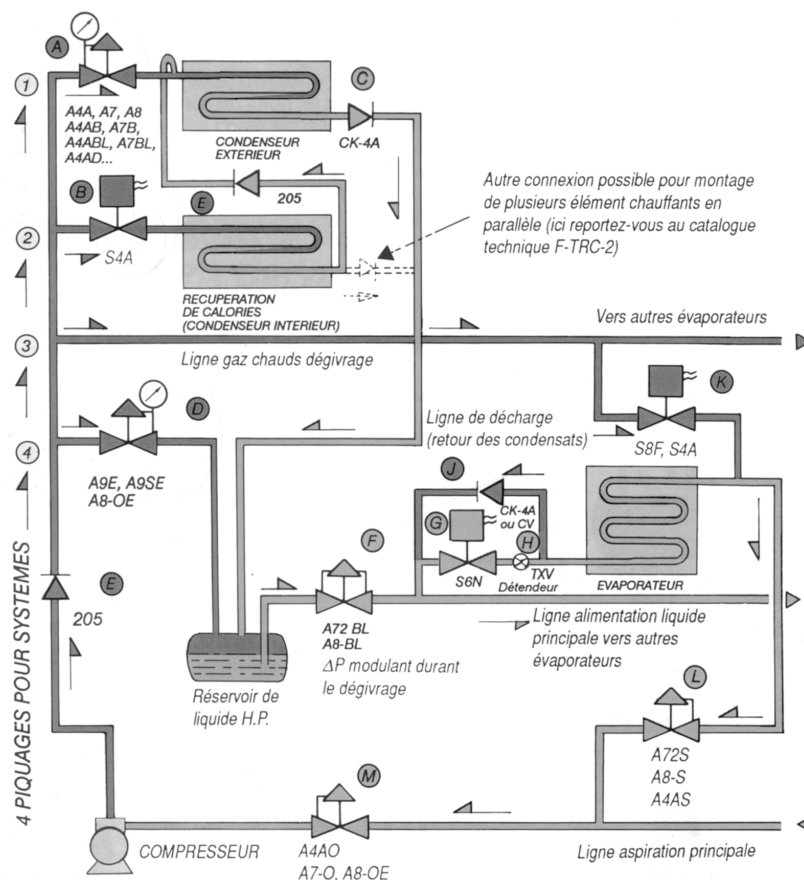
Ces capteurs assurent des fonctions diverses :

- Sécurité.
- Enregistrement.
- Commande de régulation.

Ces accessoires interviennent directement ou *via* des entrées/sorties d'automate.

12.16.3 Régulateurs

Ces régulateurs sont des ensembles assurant des fonctions préprogrammables (accessibles ou non pour modification de paramètres), avec liaison ou non avec des systèmes d'acquisition (par exemple gestion du fonctionnement d'un évaporateur de chambre froide avec dégivrage ou pilotage d'une vanne de détente).



- Ⓐ : Régulateur modulant des pressions de refoulement (pour Ⓑ, Ⓓ et Ⓚ). C'est l'appareil de base pour alimenter les systèmes ①, ②, ③ et ④.
- Ⓑ : Electrovanne spéciale de gaz chauds pour Récupération calories.
- Ⓒ : Clapet de non-retour en ligne CK-4A (prévient les retours, provenant du réservoir, de liquide H.P vers le ou les condenseurs). Faible ΔP de 50 g/cm².
- Ⓓ : Régulateur modulant aval (maintient une H.P constante de liquide dans le réservoir et maintient le ΔP des TXV).
- Ⓔ : Clapet de non-retour en ligne 205 (attention à la sélection - piquages 1 à 4 gaz chauds toujours effectués sur l'aval). Spécial silencieux pour refoulement. et pour "retours" condenseurs de récupération.

Figure 12.83 – Vanne de dégivrage gaz chaud (US Reco).

12.16.4 Automates programmables industriels (API)

Ces automates sont programmés spécifiquement pour assurer tout ou partie des fonctions suivantes :

- prise en compte et gestion des sécurités ;
- régulation de la capacité de l'installation en fonction des besoins, en général *via* la pression d'évaporation mais aussi la température (ex. refroidissement de liquide) ;

- gestion de la pression de condensation au niveau minimal (optimisation du COP) compatible avec le fonctionnement des compresseurs, des systèmes de détente et du système complet ;
- acquisition et gestion des défauts et séquences de marche ;
- fonctionnement des postes de froid ;
- commande et gestion des dégivrages ;
- commande et gestion des pompes ;

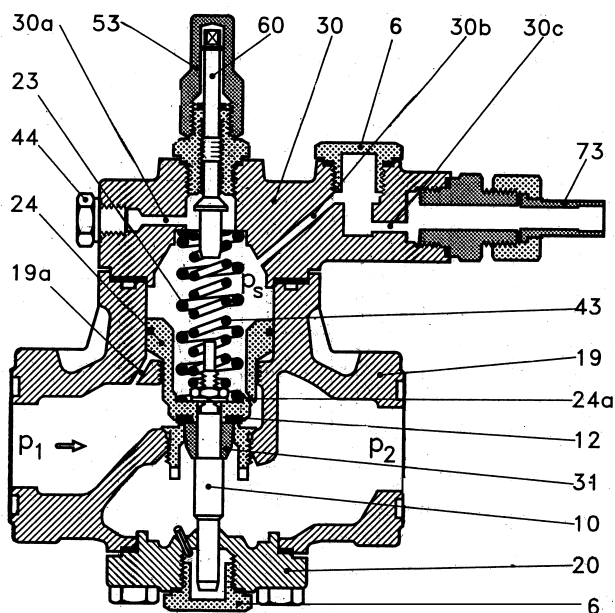


Figure 12.84 – Vanne de détente pilotée par niveau hydraulique (Danfoss). 6 : bouchon. 10 : tige de pression. 12 : clapet de vanne. 19 : corps de vanne. 19a : canal dans corps. 20 : couvercle de fond. 23 : ressort principal. 24 : servopiston. 24a : canal dans servopiston. 30 : couvercle supérieur. 30a, b et c : canaux du couvercle. 31 : cône de vanne. 43 : ressort supplémentaire. 44 : raccord magnétique. 53 : capuchon. 60 : carré de réglage. 73 : raccord pilote.

– informations pour l’entretien (heures de fonctionnement, encrassement de filtres, dérives des conditions de maintenance) et pour la gestion de la consommation électrique...

12.16.5 Système de télésurveillance et télégestion (figure 12.85)

Ces systèmes, à partir d’un (ou des) automate(s) et grâce à des logiciels de graphisme, procurent des fonctions de gestion et de classement des événements, de stockage, d’archivage, de calculs d’énergie, d’acquisition et de stockage des températures, des pressions... en utilisant des capteurs ou des composants spécifiques.

Le système de télésurveillance communique *via* des bus avec des protocoles particuliers avec le(s) automate(s) et les régulateurs.

12.16.6 Vannes 2 ou 3 voies de régulation de température ou pression sur les circuits hydrauliques

Il s’agit de vannes à 2 ou 3 voies directes ou avec pilotes électriques commandés par des régulateurs (vanne à passage direct, vanne pilotée et vanne solénoïde) :

- maintien de la température d’huile sur un refroidisseur de compresseur à vis ;
- maintien de la pression de distribution sur une boucle de frigoporteur ;
- maintien d’une température de soufflage sur un aérofrigorifère alimenté en eau glycolée.

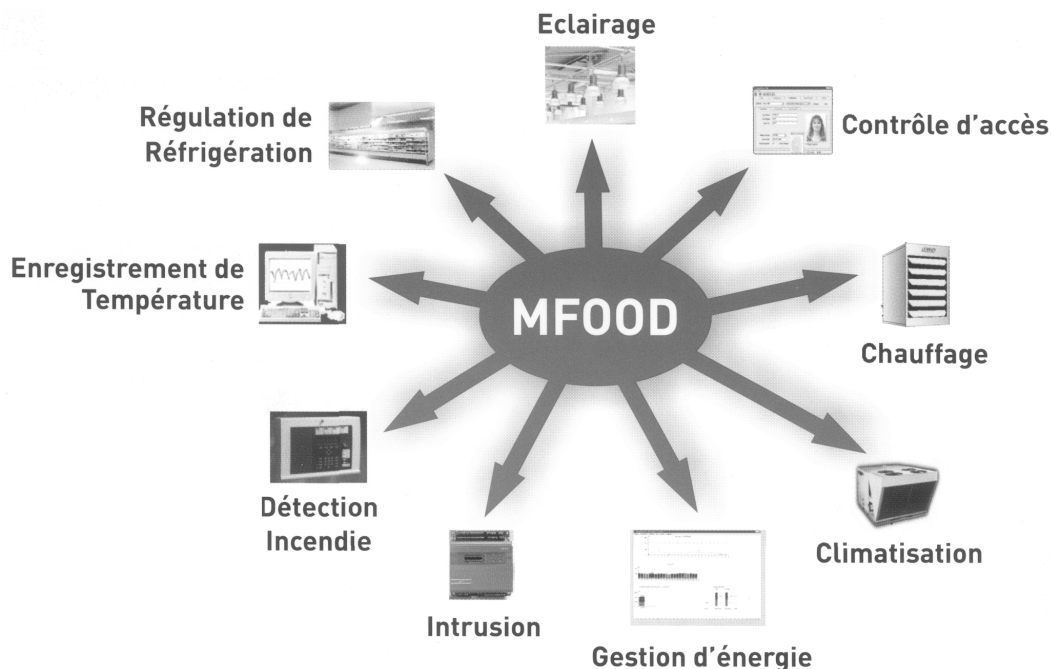


Figure 12.85 – Fonctions de télésurveillance et de télégestion (MFOOD) de Johuson controls.

12.16.7 Contrôleur de niveau sur appareil contenant du fluide frigorigène

- Contrôle de niveau haut ou bas à contact électromécanique.
- Sonde capacitive ou résistive pour niveau de fluide frigorigène.
- Sonde à ultrasons Radar (figure 12.86).
- Commande d'admission de fluide frigorigène pilotant en tout-ou-rien, en écart de seuil ou en modulant le système de détente.



Figure 12.86 – Détecteur de niveau radar(Krohne).

13 • MATÉRIELS SPÉCIFIQUES

Dans le chapitre 12, le principe de fonctionnement des principaux composants utilisés dans une unité frigorifique a été décrit. Dans ce chapitre, des systèmes complets proposés sur catalogues par des constructeurs vont être présentés.

13.1 Matériels pour la surgélation ou la congélation

13.1.1 Cellules/tunnels statiques

■ Cellules préfabriquées standard (figure 13.1)

Il s'agit de cellules isolées avec équipement frigorifique destinées à un usage en petite industrie ou grande cuisine de collectivité.

Ce type de matériel répond à des critères bien spécifiques tels que la dimension des bacs ou plateaux.

Ces cellules peuvent être destinées à la surgélation (de + 65 à - 18 °C en 4 h 30) ou au refroidissement (de + 65 à + 10 °C en 110 min), avec comme référence de la purée liquide dans une barquette.

■ Cellules fabriquées à la demande

Ces cellules sont réalisées en fonction de la demande du client.

La recherche de solutions passe par la connaissance préalable :

- de la nature exacte des produits ;
- de la nature exacte de l'emballage ;
- des dimensions des paquets ;
- des températures d'entrée du produit ;
- du mode de chargement des paquets ;
- de la définition de la température moyenne en fin de cycle (- 20 °C par exemple) ;

- de la connaissance du temps de congélation qui dépend :

- des produits ;
 - de la résistance à la pénétration du froid au travers de l'emballage et du produit ;
 - de la vitesse de l'air ;
 - de la température de l'air ;
- de la définition des dimensions du local.

Remarques

1. Le temps de congélation agit sur les dimensions du local. Par exemple un temps de congélation de 20 h au lieu de 10 h va nécessiter de doubler le volume disponible pour une production donnée car le temps de séjour est plus long. Par contre, il diminuera environ par deux la puissance frigorifique à installer.

2. Les dimensions du local seront définies par le type de chargement, l'emplacement des évaporateurs, le plafond, le sol, les côtés, les allées et couloirs de reprise d'air, le type de flux matières, les entrées/sorties opposées ou non.

Le chargement est manuel, semi-automatique ou continu (celui-ci étant fonction des quantités et des dimensions donc du temps de congélation/surgélation).

Il existe plusieurs types de cellules ou de tunnels de congélation :

- tunnels statiques à soufflage longitudinal (figure 13.2) ;
- tunnels statiques à soufflage transversal (figure 13.3) ;
- tunnels statiques à faux-plafond (figure 13.3).

13.1.2 Surgélateurs à plaques

Appareils de congélation à contacts :

- surgélateurs à plaques verticales (figure 13.5) ;
- surgélateurs à plaques horizontales (figure 13.6).



Figure 13.1 – Cellules de surgélation préfabriquées (ACFRI).

L'appareil est composé de plaques froides en aluminium extrudé dans lesquelles circule, en général par recirculation, le fluide frigorigère qui s'évapore.

Les principaux intérêts des congélateurs à contacts sont de ne pas avoir de ventilation (gain énergétique et limitation de la dessiccation) et de permettre un très bon échange thermique (évaporation vers -32 à -35 °C par rapport à environ -40 °C avec un tunnel traditionnel à air ventilé).

L'appareil à plaques horizontales comporte un système hydraulique qui vient abaisser les

plaques pour les mettre en contact avec la face supérieure du produit.

La distance est réglée par des distanceurs selon le format des produits.

En fin de cycle, commandé manuellement, le système hydraulique est actionné pour relever les plaques et permettre l'accès aux produits pour le déchargement soit par l'avant soit en option par l'arrière.

Les produits sont en général des produits de type pâteux, remplissant directement des plateaux en aluminium, et de dimensions approximatives $600 \times 400 \times 80$, soit environ 15 à 20 kg de produit.

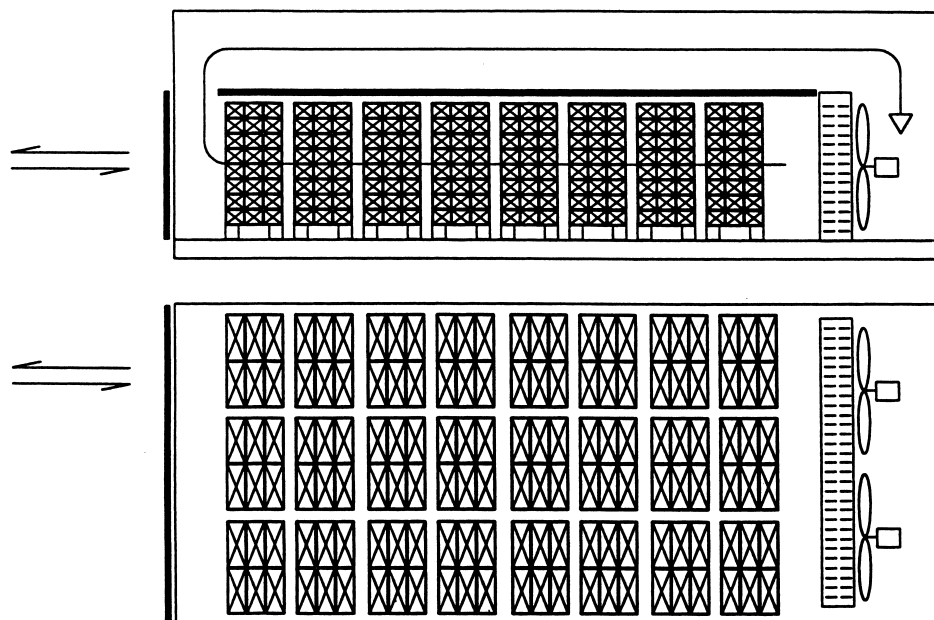


Figure 13.2 – Tunnel à soufflage longitudinal.

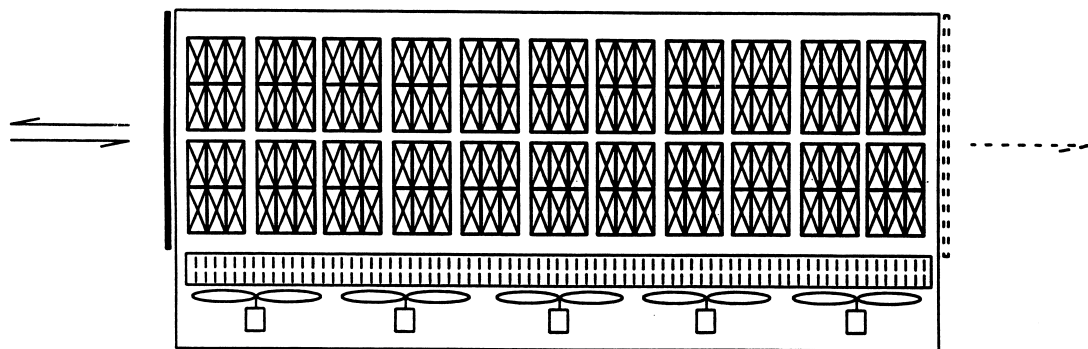


Figure 13.3 – Tunnel à soufflage transversal.

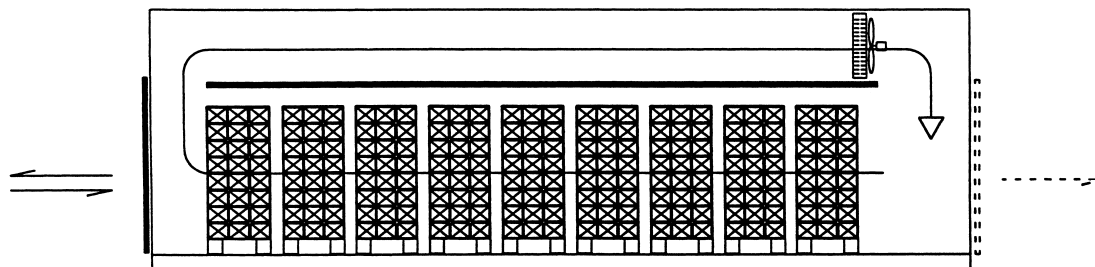


Figure 13.4 – Tunnel à faux-plafond.

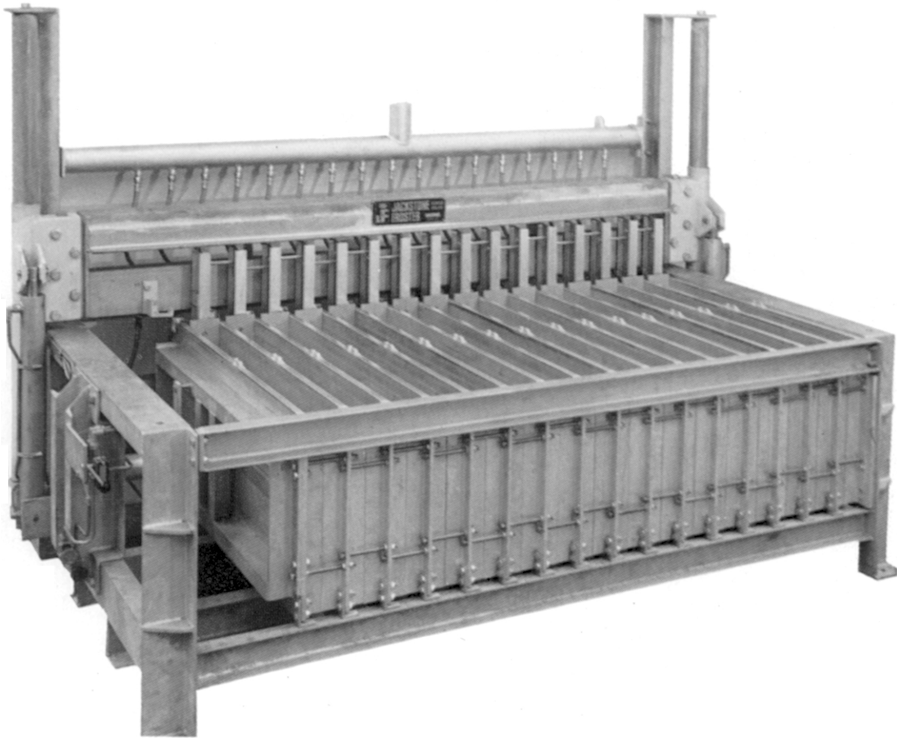


Figure 13.5 – Surgélateur à plaques verticales (Jackstone).

Ces produits peuvent être :

- des épinards hachés ou en branches ;
- des purées de fruits ou de légumes ;
- de la viande broyée mécaniquement (poulet, chair à saucisses) ;
- des abats ;
- éventuellement des poissons entiers ou des filets.

Le temps de congélation est de l'ordre de 1 à 2 h.

L'appareil à plaques verticales maintient le produit à surgeler dans des alvéoles formées entre deux plaques verticales, avec une fermeture avant et une fourche formant le fond et l'arrière.

Un système hydraulique assure :

- l'écartement des plaques (de quelques mm) ;
- le relevage des blocs après congélation.

En fin de cycle et avant la manœuvre du système hydraulique pour écarter les plaques, on

envoie un jet de gaz chaud pour décoller le produit des plaques et pouvoir assurer facilement le relevage.

Les plaques sont enlevées manuellement ou grâce à des pinces mécanisées se déplaçant sur un pont roulant.

Une alternative existe pour assurer le déchargement par le dessous (au lieu du relevage). Ce dispositif est retenu lorsque l'on assure ensuite un transport automatique.

Le chargement des produits est effectué au moyen d'une pompe. Il est parfois fait en remplissant des poches plastiques placées dans les plateaux (plaques horizontales) ou entre les plaques (plaques verticales).

Le surgélateur à plaques verticales ne nécessite aucun contenant rigide (par exemple plateaux), ce qui évite une contrainte complémentaire d'exploitation (lavage, recyclage, stockage, etc.). Les surgélateurs à plaques verticales sont très

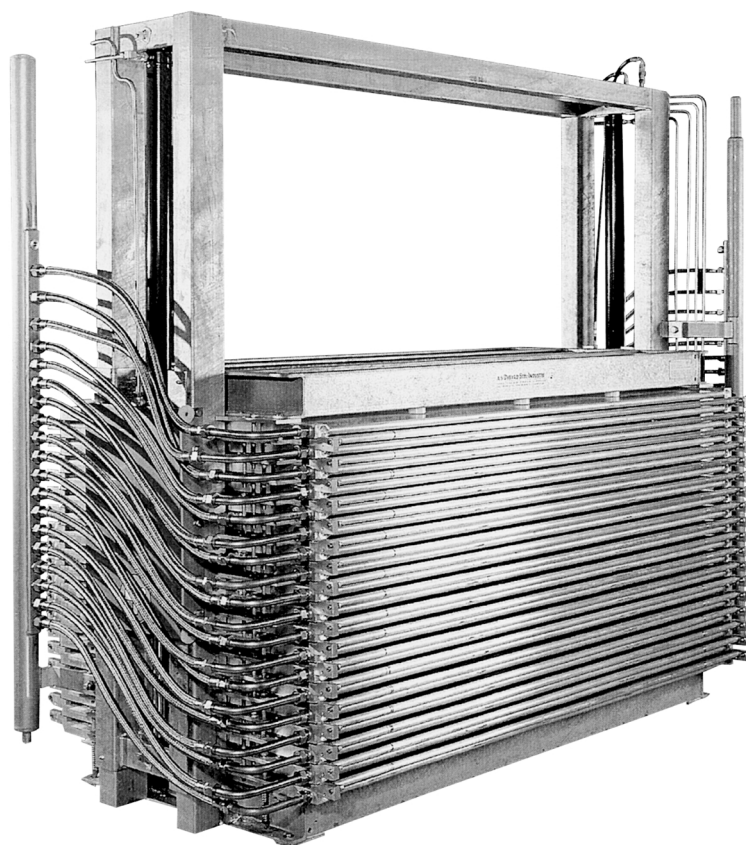


Figure 13.6 – Congélateur à plaques horizontales (DSI).

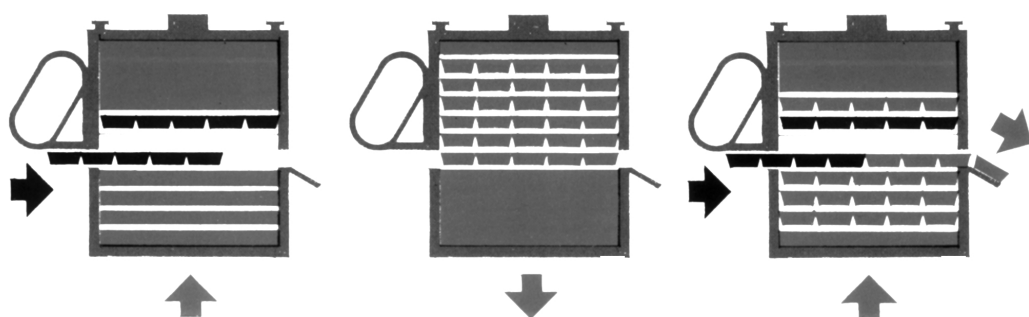


Figure 13.7 – Surgélateur à plaques automatiques (Stal Samifi/DSI).

utilisés à bord ou à quai pour la congélation de poissons.

Leur capacité est très importante et des batteries de plusieurs appareils peuvent être utili-

sées. Elles fonctionnent alors en séquence, ce qui permet de disposer de gaz chauds pour le « décollage ».

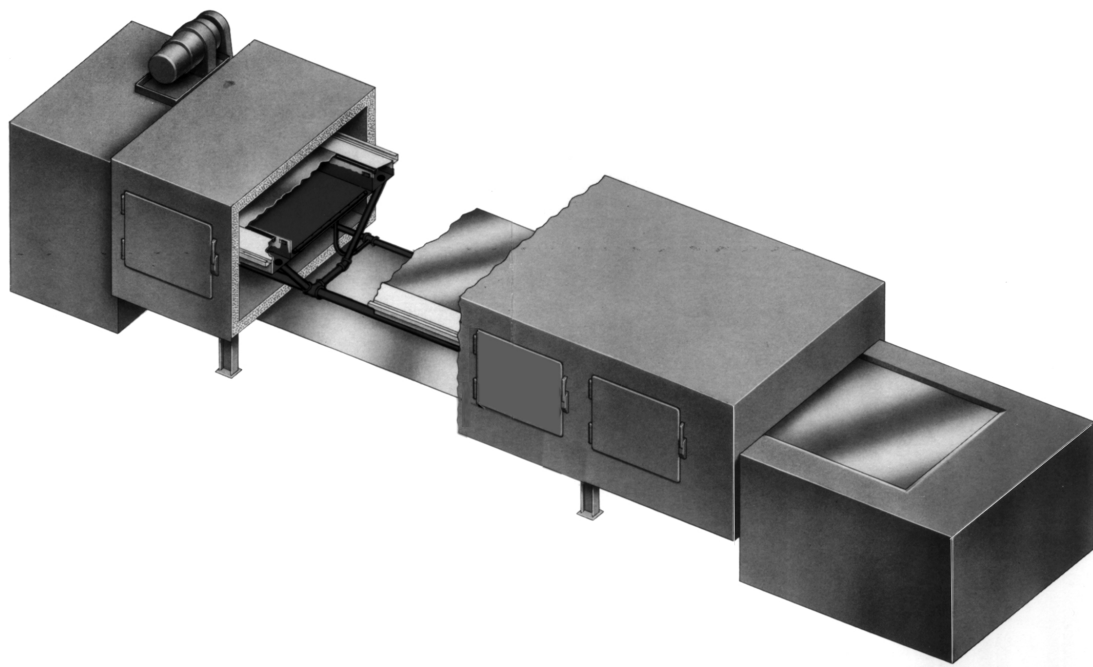


Figure 13.8 – Surgélateur à bande (Sandvik).

Remarques

L'appareil à plaques horizontales existe en exécution « plaques automatiques » (figure 13.7). Dans ce cas, il s'intègre dans une ligne de fabrication, par exemple bacs de crème glacée en vrac, paquets d'épinards ou plats cuisinés emballés en cartons.

La distance entre les plaques est réglée par des distanceurs en fonction de la hauteur des paquets. Les plaques viennent au plus près de la face supérieure, mais sans la toucher pour permettre le déplacement des paquets qui vont glisser sur les plaques.

Une « barre de chargement » pousse la rangée de paquets ou de boîtes sur la plaque pour la charger totalement.

La pile de plaques se déplace en séquence de haut en bas jusqu'au chargement de la totalité puis redescend complètement.

Lors de la remontée, une nouvelle rangée de boîtes ou de paquets sera introduite et la première rangée introduite sera poussée en face opposée au chargement ou un convoyeur recevra les produits déchargés. Le temps entre l'introduction de la première rangée et son évacuation correspondra au temps de surgélation (environ 1 h à 1 h 30).

Compte tenu du mouvement des plaques (même léger dans le cas de l'appareil vertical mais plus important

dans le cas de l'appareil automatique), chaque plaque est reliée aux collecteurs de fluide frigorigène par deux flexibles tressés en acier inoxydable.

13.1.3 Cellules ou tunnels dynamiques

■ Surgélateur à bande

☐ Par contact direct à bandes (figure 13.8)

Une bande en acier inoxydable se déplace horizontalement, elle est refroidie par l'intermédiaire de jets de saumure sur sa face inférieure.

☐ À contact par l'intermédiaire d'un film (figure 13.9)

Un film de qualité alimentaire se déplace sur des plaques froides extrudées (type congélateur à plaques).

■ Surgélateur à spirale (figure 13.10)

Une bande à mailles déformables s'enroule sur une spirale. En fonction de sa largeur, de la

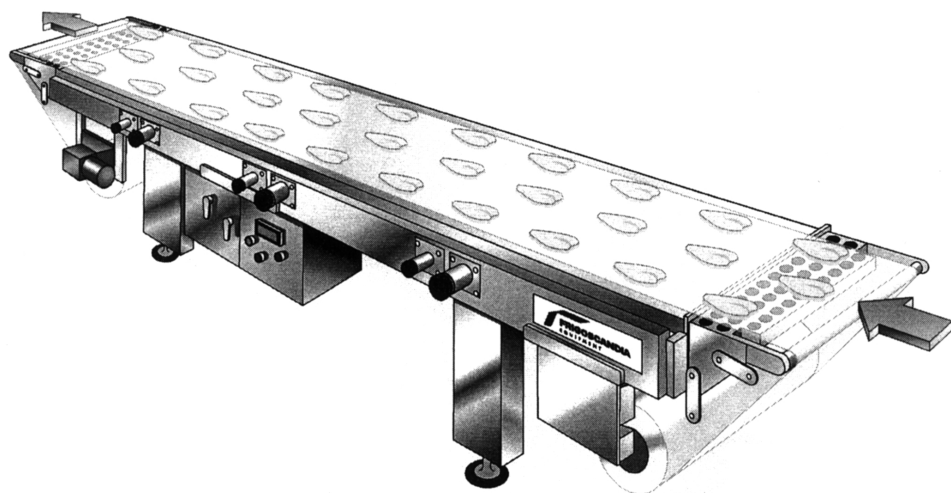


Figure 13.9 – Surgélateur à film (Frigoscandia/ John Bean).

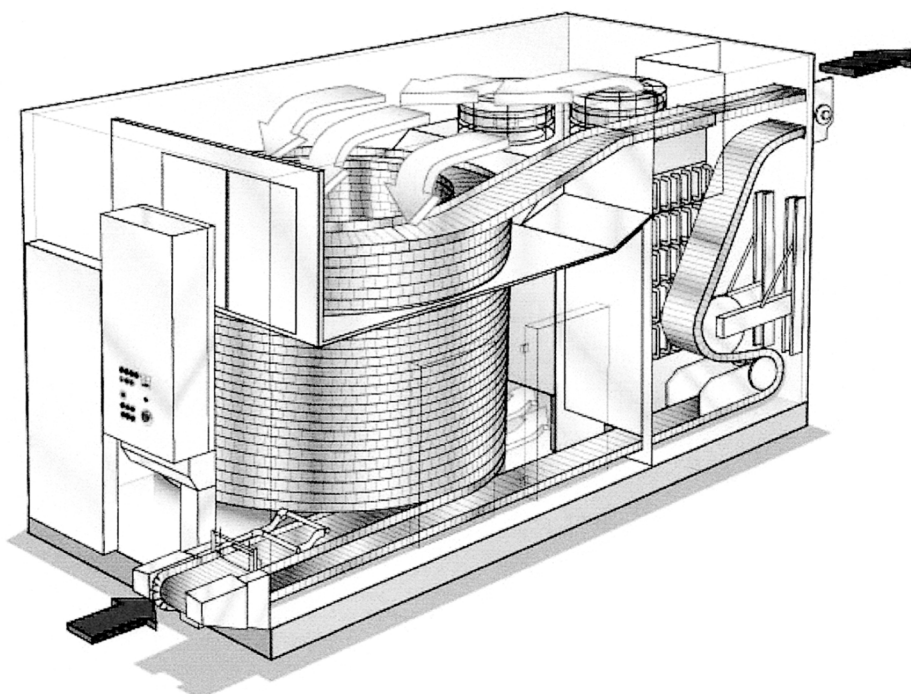


Figure 13.10 – Surgélateur à spirale (Frigoscandia/ John Bean).

cadence de surgélation et du temps, on détermine une longueur de bande. Celle-ci pourra s'enrouler sur un ou deux tambours. Avec un tambour, l'introduction se fera en général en bas, et

la sortie en haut ; celle-ci nécessitera un tapis pour ramener les produits à hauteur pour conditionnement, emballage, etc.

■ Surgélateur à tapis et lit fluidisé

Le tapis à maille est rectiligne et reçoit l'air froid par le dessous. Les produits de petite taille (haricots verts entiers ou coupés, petits pois, maïs, frites, légumes en dés ou en tranches, etc.) sont soulevés par le flux d'air et congelés sans contact permanent entre eux.

La surgélation est dite IQF (*Individual Quick Freezing*).

L'appareil peut comporter deux voire trois tapis, l'un derrière l'autre, en général en ligne, ou superposés. Au niveau du premier tapis, on travaille en couche mince et on « croûte » les produits afin de limiter la perte de poids ; le débit d'air est ajusté. Sur le tapis suivant, les produits surgelés en surface sont traités en couche épaisse ; la vitesse d'avancement du tapis convoyeur est réduite et le débit d'air est adapté.

Dans le modèle Floofreeze de Frigoscandia pour surgélation IQF, il n'y a pas de tapis : les produits avancent dans une goulotte, dont le fond est perforé, grâce à une légère pente vers la sortie et au flux d'air.

■ Surgélateur à tapis

Le modèle à tapis a été décliné selon les applications avec alvéoles pour surgélation de baguettes crues ou précuites.

■ Surgélateur à plateaux ou à palettes (figure 13.11)

À l'intérieur d'une enceinte isolée réalisée en général en panneaux (comme pour la plupart des tunnels à spirales ou à tapis), on installe une construction métallique et des chaînes qui déplaceront horizontalement puis verticalement les plateaux.

Pour limiter la place au sol et atteindre des capacités de plusieurs tonnes par heure, différents niveaux sont créés ; ils sont desservis par des systèmes d'ascenseurs.

Les produits peuvent être des plateaux ayant des formes particulières pour recevoir des cônes de crème glacée ou des pains, des cartons de volailles ou de viande, etc.

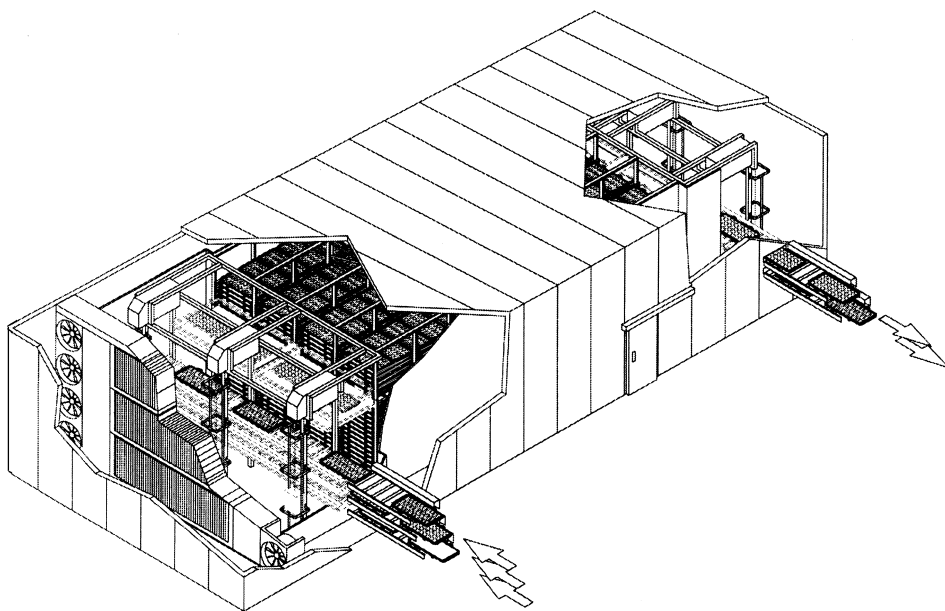


Figure 13.11 – Surgélateur à plateaux (Odenberg).

13.1.4 Tunnel semi-dynamique à chariots

Les produits sont disposés sur les étagères de chariots ; ces derniers sont poussés manuellement vers un système d'entraînement du type à chaîne qui va les tirer par séquences sur toute la longueur du tunnel. Celui-ci sera construit à partir de panneaux isolants. La batterie froide et les ventilateurs sont disposés sur le côté ou en faux-plafond. L'entrée et la sortie des chariots sont en ligne.

Remarques

1. Parfois, l'enceinte isothermique des tunnels dynamiques prévoit un emplacement longitudinal qui permet de congeler des produits sur chariots. Ceci permet avec le même équipement de refroidissement et de ventilation d'augmenter la polyvalence du surgélateur.

2. La conception et l'implantation de la batterie froide, des ventilateurs, du système de dégivrage est de la responsabilité du fabricant du surgélateur, afin qu'il puisse garantir un résultat : surgélation de N kg/h de produits P pendant n heures en continu, entrant à une température T_i et surgelés à une température T_f . Le constructeur imposera alors à l'installateur frigoriste, le débit et les caractéristiques du fluide frigorigène, la température d'évaporation à la sortie de l'évaporateur, les besoins, la fréquence et le type de dégivrage.

3. Un surgélateur est en général défini pour un produit donné. Si le client envisage de traiter d'autres produits, une équivalence de débit est donnée. La base pour les surgélateurs IQF est le petit pois. S'il s'agit de fleurettes de choux-fleurs par exemple, la capacité sera peut-être de seulement 50 à 60 % du débit nominal en petits pois.

4. Pour augmenter la flexibilité des surgélateurs à plaques, l'enceinte renferme une batterie froide ventilée pour congeler les produits qui ne sont pas compatibles avec les plaques.

13.1.5 Machines pour crème glacée

Des matériels de refroidissement/congélation partielle, les freezers, sont des échangeurs double tube horizontal avec système de raclage interne et injection d'air. Les machines à bâtonnets sont constituées d'une table tournante baignant dans une solution de chlorure de calcium à -42°C . Les alvéoles sont remplies automatiquement de mix (mélange pâteux de crème glacée et d'air) provenant des freezers.

En fin de cycle, le démoulage se fait par passage de la table sur une zone de chlorure de calcium réchauffé.

13.2 Machines à glace

Il existe différents types de glace : les glaçons et grains à usage domestique et restauration, les écailles à usage de refroidissement de produits (poissons) ou de process (béton), la glace tubulaire, la glace liquide et la glace en mouleaux.

13.2.1 Production de glaçons et grains

Les techniques utilisées pour la production de glaçons diffèrent selon les formes et d'un constructeur à l'autre ; cependant, on retrouve toujours un évaporateur et un système d'agitation de l'eau (pompe, ruissellement de l'eau, bras d'agitation) (figure 13.12).



Figure 13.12 – Fabrication de glace en grains (GAP).

13.2.2 Production de glace en écailles (figure 13.13)

L'eau ruisselle sur la surface intérieure ou extérieure d'un cylindre à double enveloppe.

Le « décollage » de la glace et la création d'écailles se font soit par une fraise tournant sur la face externe, soit par une fraise fixe (dans ce cas, c'est le tambour qui tourne), soit par des couteaux tournant à l'intérieur de la double enveloppe.

Le cylindre peut être horizontal (petite production).

Ces générateurs sont alimentés en HFC ou en NH_3 avec une évaporation de l'ordre de -20 à -25°C .

L'épaisseur des écailles varie de 0,5 à 2,5 mm environ selon les applications et dépend de la production et de la température d'évaporation.

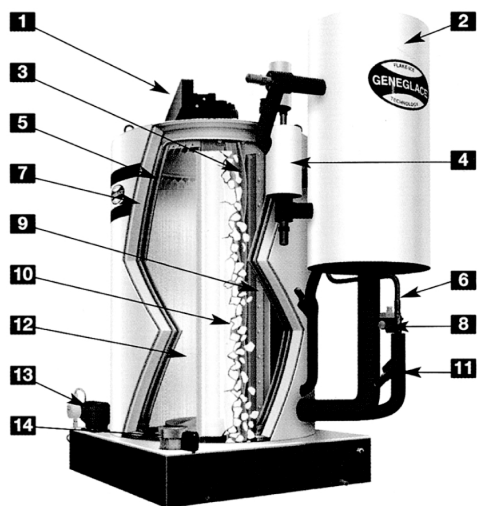


Figure 13.13 – Machine à glace écaille (GENEGLACE)

- 1 : Moto réducteur ; 2 : Bouteille Flood ;
- 3 : Fraise hélicoïdale ; 4 : Contrôleur de niveau réfrigérant ; 5 : Cylindre fixe à double paroi ;
- 6 : Ligne liquide HP ; 7 : Isolation ; 8 : Électrovanne liquide ; 9 : Raclette caoutchouc ;
- 10 : Glace écaille ; 11 : Détendeur ; 12 : Surface d'évaporation ; 13 : Pompe doseuse ;
- 14 : Pompe à eau.

Une autre variante consiste à faire ruisseler de l'eau sur des plaques verticales ; on décolle par des gaz chauds la glace formée, puis les plaques tombent et se brisent sur des grilles et forment des éclats.

13.2.3 Glace tubulaire (figure 13.14)

Dans cette technique, on utilise un évaporateur vertical multitubulaire avec un régime d'évaporation de l'ordre de -10°C (le fluide frigorigène est à l'extérieur des tubes).

L'eau ruisselle dans les tubes ($\varnothing 50$ mm environ) selon le même principe que le condenseur à eau vertical. La glace se forme sous forme de

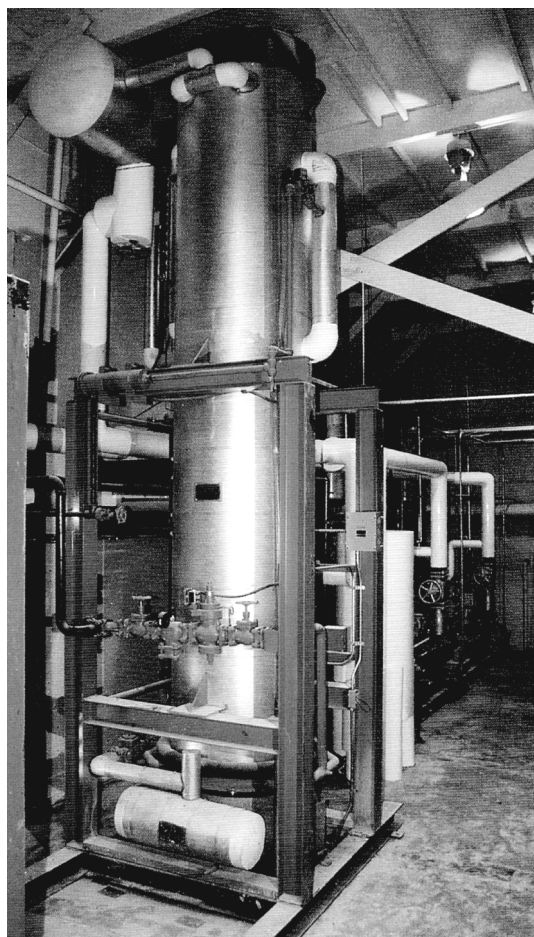


Figure 13.14 – Machine à glace tubulaire (VOGT).

manchons dont l'épaisseur souhaitée est fonction du temps de cycle, environ 1 à 1,5 cm. Le décollement de la glace se fait par envoi de gaz chauds dans l'évaporateur. Les barreaux creux descendent gravitairement, après décollage, et sont hachés par un disque tournant à la partie basse de l'appareil.

13.2.4 Glace en mouleaux (figure 13.15)

Au début du siècle, la glace en mouleaux était le moyen de production frigorifique pour le transport par route et par rail, pour l'industrie et les commerces.



Figure 13.15 – Machine de glace en mouleaux (Frigofrance).

Ce moyen a été supplanté par les techniques de production de froid que nous connaissons aujourd'hui et la production de glaçons ou d'écailles (par exemple campings).

Toutefois, on utilise encore la glace en mouleaux dans les pays en voie de développement ou dans certains process industriels lorsque l'on cherche une forte production avec des niveaux d'évaporation moins énergivores.

Il existe plusieurs poids de pains de glace : 5, 10, 15, 25 et 50 kg.

Le principe de production des mouleaux consiste à verser de l'eau (prérefroidie ou non) dans des récipients légèrement évasés. Ces récipients sont immergés dans un bac à saumure (eau + chlorure de calcium) ou eau glycolée. Le démoulage se fait par immersion d'une rangée de mouleaux dans un bac d'eau tiède. La manutention est faite par treuil à commande manuelle ou automatique. La température de la saumure est de $-8/-10^{\circ}\text{C}$ pour une évaporation d'environ -13°C .

Il existe aussi des mouleaux double enveloppe avec alimentation directe de NH_3 . Dans ce cas, le démoulage se fait par envoi de gaz chauds. On peut aussi compacter de la glace en écailles pour fabriquer des mouleaux.

13.2.5 Moyens de stockage

Il est rare de trouver des utilisations où la production de glace et la demande sont en adéquation. Souvent on cherche à produire la nuit, dans des conditions préférentielles. De plus on a intérêt à répartir la production sur 24 heures. Ce point conduit à stocker tout ou partie de la glace produite.

Pour les petites productions, on dispose directement le générateur de glace au-dessus de la chambre froide ou dans des containers installés dans un local isolé et refroidi.

Quant aux grosses productions, on utilise des silos de stockage vertical ou horizontal (figure 13.16). Ces silos sont à chargement automatique (gravitaire ou non) et à déchargement automatique.

Le transport de glace s'opère de plusieurs manières :

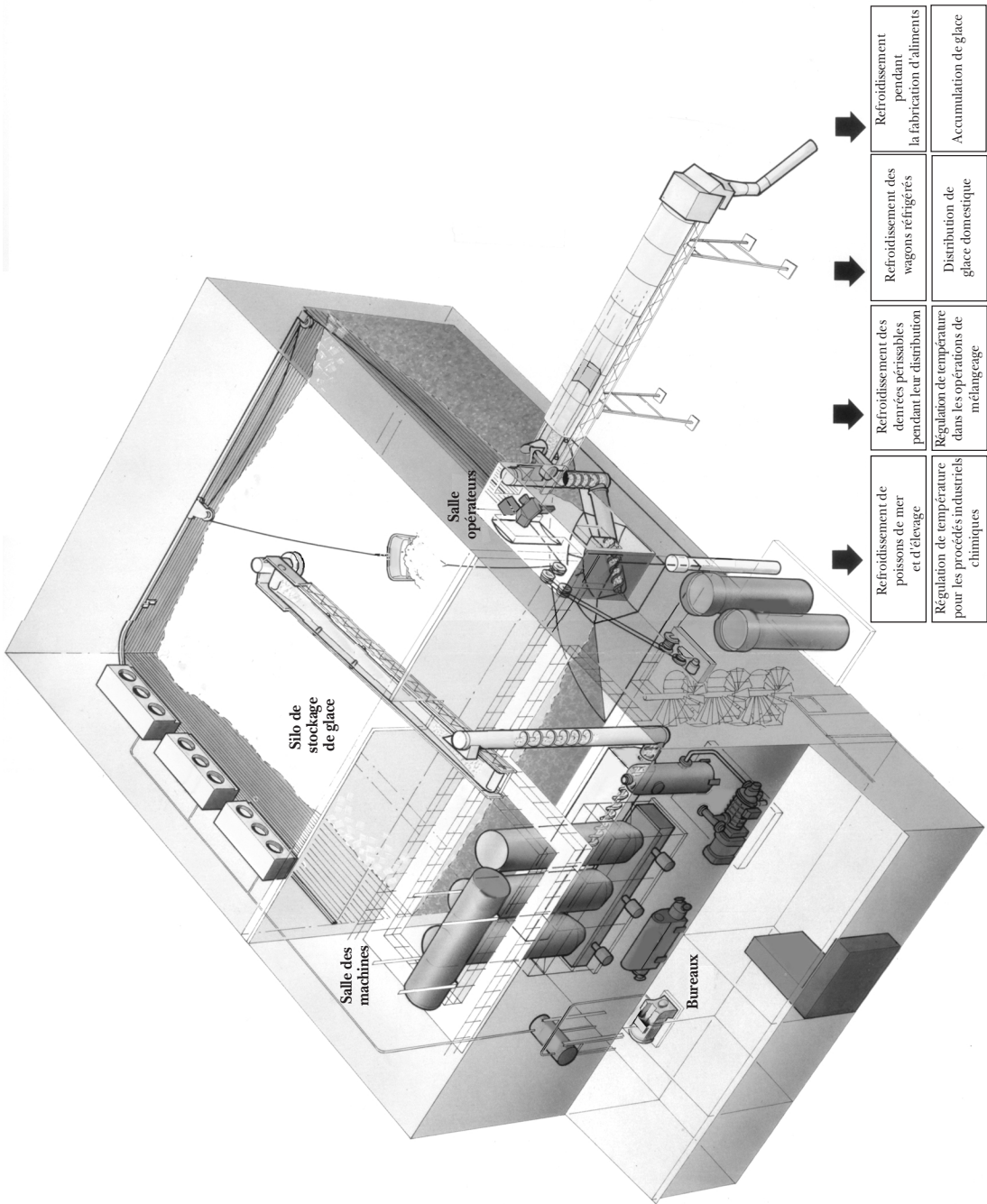


Figure 13.16 – Refroidissement pendant la fabrication d'aliments.

- manuellement (petite et moyenne production) ;
- gravitairement avec chaîne ou vis d'extraction (silos orbitaux) ;
- par le dessus avec système de « râteau » ;
- par système d'entraînement par bande porteuse ;
- par système pneumatique.

13.3 Groupes de refroidissement de liquide

La quasi-totalité de ces refroidisseurs sont des ensembles monoblocs construits et testés en usine par des grands groupes américains (Trane, Carrier, York, Lennox, Mac Quay...), des groupes japonais (surtout présents sur le marché asiatique) ou des sociétés de taille moyenne installées essentiellement en Italie (MTA, Climaveneta, Clivet...) ou en France (Airwell, CIAT, TECHNIBEL...).

Il existe deux types de refroidisseurs de liquide :

- à condensation à eau (montage intérieur ou protégé du gel) ;

- à condensation à air (montage extérieur ou condenseur à distance).

Technologie :

- Compresseurs à vis, pistons, scrolls, centrifuges.
- R-407C et R-404A pour les moyennes puissances.
- R-410A pour les petits systèmes.
- R-134a pour les capacités supérieures à 500 kW.
- Détente directe multicircuits R-407C, R-410A et R-404A.
- Évaporateurs noyés R-134a.
- Détendeurs thermostatiques, électriques ou électroniques.
- Variateur de vitesse sur condenseur à air et, en option, sur compresseur.
- Demande croissante pour l'utilisation du NH_3 (pistons ouverts, semi-hermétiques ou vis ouvertes GEA-MYCOM-YORK).
- Évaporateurs Dry-Ex tubulaires ou plaques.
- Plaques alimentées en gravité.
- Condenseurs à eau (tubulaires ou plaques) mais aussi à air en groupe pour montage extérieur. Le condenseur à air est en général monté sur les châssis mais dans certains cas il peut être installé à distance.

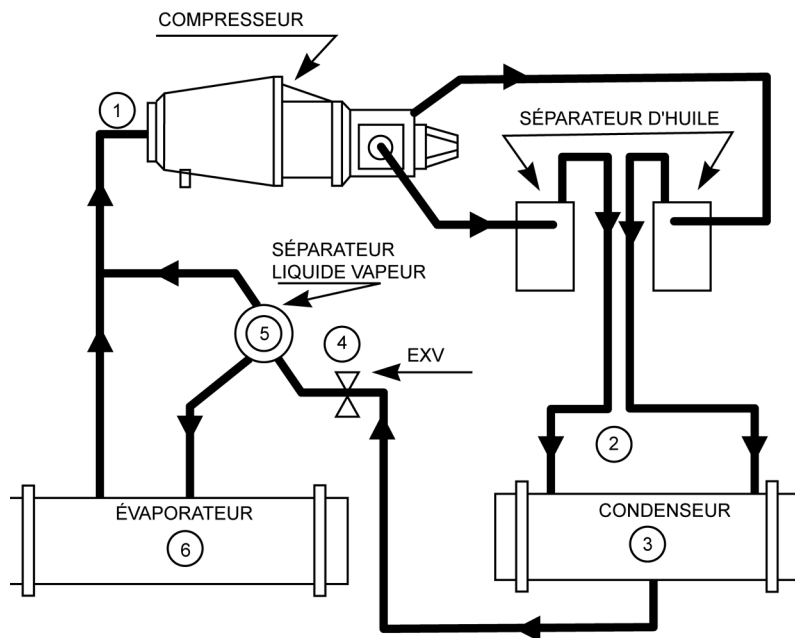


Figure 13.17 – Principe de circuit d'un refroidisseur de liquide avec R134a (TRANE).

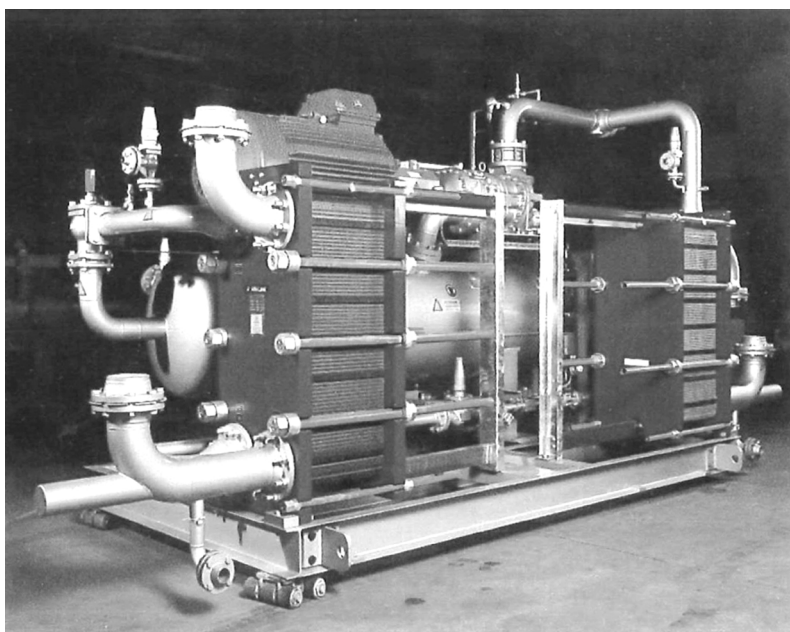


Figure 13.18 – Monobloc refroidisseur de liquide avec NH_3 (MYCOM).

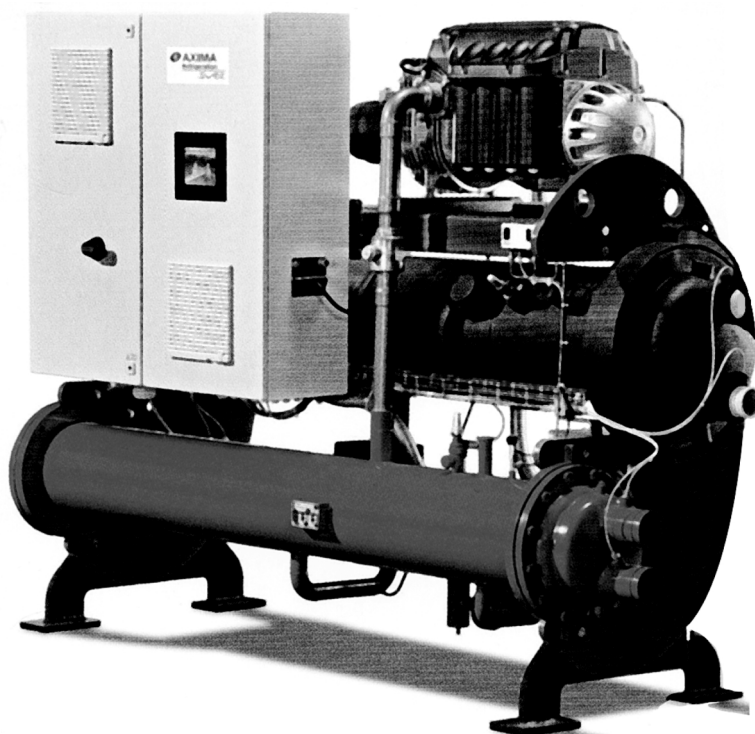


Figure 13.19 – Refroidisseur de liquide AXIMA avec R134a et compresseur TURBOCOR.

14 • ARCHITECTURE DES SYSTÈMES FRIGORIFIQUES

Ce chapitre résume succinctement les différents choix généraux qui s'offrent au concepteur en matière d'architecture de systèmes frigorifiques.

14.1 Distribution du froid

14.1.1 Refroidissement direct

Le fluide frigorigène liquide provenant du (ou des) condenseur(s) généralement à la pression et à la température de condensation (avec ou sans sous-refroidissement) est détendu dans les évaporateurs par différents systèmes de détente. Un mélange liquide/vapeur dont le taux de vapeur dépend du fluide, de l'écart de pression et de l'état de sous-refroidissement entre dans l'évaporateur. La vapeur représente environ 15 à 30 % en masse.

Le système de détente contrôle la vaporisation totale de la phase liquide dans l'évaporateur qui provoque l'absorption de la chaleur.

Dans le cas des cycles à deux étages en particulier (ou cycles économiseurs), le liquide arrive à l'évaporateur seulement sous-refroidi si le cycle est à détente bi-étagée, ou sous-refroidi et à la pression intermédiaire dans le cas d'une détente mono-étagée (voir chapitre 7).

L'évaporation directe du fluide frigorigène peut se faire en basse pression.

- Alimentation en noyé ou *flooded*. Le liquide condensé haute ou moyenne pression (sous-refroidi ou non) est détendu dans une bouteille basse pression ; le liquide basse pression alimentera alors par gravité l'évaporateur. Les évaporateurs multitubulaires noyés sont une légère variante. Le liquide haute pression est détendu à l'extérieur des tubes et se retrouve en basse pression en « noyant » le faisceau.
- Alimentation par recirculation avec pompes. Le liquide détendu et en basse pression dans la bouteille basse pression est véhiculé par

pompe (spécifique fluide frigorigène) vers les évaporateurs. Il s'agit d'applications dans lesquelles il y a un nombre important de postes de froid, situés à différents niveaux et nécessitant des pressions d'alimentation différentes, ou bien d'évaporateurs uniques de grandes dimensions comportant de nombreux circuits en parallèle.

Remarque

L'alimentation en noyé ou à recirculation permet d'utiliser optimalement la surface d'échange, contrairement à la détente directe pour laquelle est créée une zone de « séchage » des gaz en sortie d'échangeur, dite *zone de surchauffe*. Cette surface travaillant en situation d'échange vapeur au lieu d'évaporation a une performance inférieure.

On considère que le système noyé est à réserver à des évaporateurs de grandes dimensions « onéreux » par suite de contraintes de qualité de matériaux et/ou de pressions importantes. L'alimentation en noyé, et a fortiori par pompe, augmente la charge en frigorigène. En application positive et en détente directe, on peut considérer de 1 à 1,5 kg (supermachés) par kW Froid. En réfrigération indirecte par frigoporteur, on descend de 0,25 kg/kW_F en noyé et moins de 0,2 en détente directe. L'utilisation de nouvelles technologies, par exemple des échangeurs microcanaux, et l'huile miscible permettront de descendre vers 10 g et moins.

Dans les systèmes de refroidissement direct, le fluide frigorigène est distribué dans les locaux parfois avec des réseaux de plusieurs centaines de mètres (par exemple 2 000 à 3 000 m en hypermarchés).

À l'exception des applications en supermarchés (dont certains sont cependant en réfrigération indirecte), on réserve le refroidissement direct aux installations petites et moyennes (par exemple 300 kW à -10 °C ou 100 kW à -40 °C).

En utilisation négative on est plus souvent en refroidissement direct à cause des performances.

14.1.2 Refroidissement indirect

La distribution du froid se fait par l'intermédiaire d'un frigoporteur ; le frigorigène est confiné dans le local technique.

Les frigopORTEURS sont en général de l'eau et des mélanges d'eau et de glycol.

Le refroidissement du frigopORTEUR se fait en détente directe ou en noyé. Le frigopORTEUR est distribué par une ou plusieurs pompes.

Souvent on profite de l'utilisation du frigopORTEUR pour créer un bac tampon de stockage d'énergie. Ces frigopORTEURS sont en général des fluides liquides et le potentiel de stockage d'énergie est faible. Ainsi, par exemple, pour 10 m³ et de l'eau glycolée à -8 °C pouvant se réchauffer de 4 °C, on dispose de 40 kWh environ. L'utilisation de coulis de glace ou matériaux à changement de phase (PCM, *phase-change material*) permet de multiplier par quatre à cinq le potentiel d'accumulation pour un même volume, donc de réduire la puissance installée, entre autres.

Par ailleurs le bac tampon permet :

- de gérer le pompage par utilisation de pompe(s) primaire(s) sur le (ou les) évaporateur(s) et de pompes secondaires affectées à un circuit de distribution commun ou à des circuits séparés ;
- de faciliter la régulation du (ou des) groupe(s) frigorifique(s).

La réfrigération indirecte est utilisée dans les grands systèmes positifs (entrepôts, chambres à fruits, usines de transformation agroalimentaire, patinoires...).

14.1.3 Analogie avec la climatisation

Dans le domaine du conditionnement d'air, le refroidissement direct est utilisé dans les petites et moyennes puissances ainsi que pour les systèmes réversibles (climatisation ou chauffage), tandis que pour les immeubles de grande hauteur, les ensembles de bureaux et *a fortiori* les centrales énergétiques, on utilise l'eau glacée comme frigopORTEUR.

14.2 Production et distribution frigorifique

14.2.1 Système centralisé

L'ensemble des besoins frigorifiques est assuré par un équipement unique situé en local technique et comprenant en général plusieurs machines ainsi que la condensation et les départs (direct ou indirect).

Avantages :

- cumul et foisonnement des besoins ;
- réduction de la puissance frigorifique installée ;
- gestion du secours machines facile ;
- meilleur rendement à charge partielle ;
- pilotage et maintenance plus facile.

Inconvénients :

- réseaux de distribution importants ;
- risques de fuite plus importante en réfrigération directe ;
- davantage de sensibilité en cas d'incident.

14.2.2 Système décentralisé

La production de froid se fait par ensembles placés au plus près des utilisations.

Avantages :

- réseaux plus courts ;
- charge en fluide frigorigène plus faible ;
- machines plus petites ;
- optimisation possible des niveaux d'évaporation.

Inconvénients :

- davantage de compresseurs ;
- coût important si secours envisagé sur chaque ensemble ;
- maintenance parfois difficile (accès) ;
- nécessité de trouver des emplacements pour les différents équipements.

14.2.3 Système mixte

Mélange des deux systèmes précédents.

Les petites puissances seront décentralisées et peuvent être liées à l'installation centralisée. Par exemple un circuit d'une chambre négative située loin du local technique est raccordé en cascade sur le circuit positif, lequel peut être en réfrigération directe ou indirecte.

14.3 Centrales frigorifiques

Les monoblocs de production de froid ont été utilisés d'abord en climatisation (refroidisseurs de liquide, groupes de toiture, split systems). Les premiers étaient des ensembles monoblocs ou bi-blocs (en général mono-compresseur) pour des petites chambres froides, des refroidisseurs de lait, ou des machines à glace.

La préfabrication en atelier permettait :

- d'améliorer les coûts (quantité, standardisation, coût de la main-d'œuvre sur chantier) ;
- d'améliorer les délais ;
- d'améliorer la qualité ;
- de tester les équipements avant expédition ;
- de contrôler et de réceptionner l'unité selon les critères de réglementation ou des spécifications particulières (ex. chimie, pétrole...).

Les centrales de compression ou de condensation se sont développées de façon importante à partir de 1985 :

- centrales de compression de 2 à 6 compresseurs en général semi-hermétiques à pistons ou scroll mais aussi à vis pour l'agroalimentaire et les supermarchés ;
- groupes avec condensation à air pour montage extérieur avec 2 à 4 compresseurs à pistons semi-hermétiques ou à vis.

Ces centrales comportent, montés sur un châssis :

- les différents compresseurs montés en parallèle sur les collecteurs d'aspiration et de refoulement ;
- le système de séparation, distribution et équilibrage d'huile entre les différentes machines ;
- le réservoir de liquide haute pression avec les déshydrateurs ;
- les appareils d'automatisme, de sécurité et parfois de régulation ;
- éventuellement une bouteille anti-coup de liquide avec ou sans serpentin liquide à l'aspiration ;
- un système intermédiaire dans le cas de compresseurs à vis suralimentés ;
- éventuellement un sous-refroidisseur ;
- une armoire électrique de puissance et de régulation avec parfois automate programmable ;
- le condenseur à air (éventuellement à eau) dans le cas d'un groupe de condensation ;

- la carrosserie éventuelle pour montage extérieur ;
- la peinture ;
- les tests d'étanchéité ;
- les tests et documents de conformité DESP 97/23 CE.

14.4 Mode d'alimentation des évaporateurs

14.4.1 Détente directe

Le fluide frigorigène est envoyé soit depuis la pression de condensation, soit depuis une pression intermédiaire directement à l'utilisateur en basse pression au moyen d'un organe de détente.

L'évaporateur reçoit un mélange liquide/vapeur dépendant :

- de l'écart de pression ;
- de l'importance du sous-refroidissement du liquide avant la détente ;
- de la nature du fluide frigorigène.

Ce système est utilisé surtout avec les fluides halogénés et se développe dans quelques applications avec du NH_3 (par exemple refroidisseur de liquide).

La détente directe s'applique sur des postes uniques de faible, moyenne et grosse puissances, et sur des postes multiples de faible et moyenne puissances. Elle présente l'intérêt important de permettre la migration de l'huile dans les évaporateurs et le retour aux compresseurs.

La limite de l'intérêt pour la détente directe est due à la pénalisation de l'efficacité de la surface d'échange installée à cause de la surchauffe que l'on contrôle au niveau de chaque poste, au risque potentiel pour les compresseurs, en cas de mauvais fonctionnement du système d'alimentation (détendeur lui-même ou électrovanne amont par exemple), s'il n'y a pas de système de protection particulier, ainsi qu'à l'importance de la charge de frigorigène, à la difficulté et au coût des contrôles d'étanchéité.

Les organes de détente utilisés sont :

- capillaire ;

- détendeur à train thermostatique à simple orifice ou multi-orifices ;
- vanne de détente pilotée par un détendeur thermostatique ;
- détendeur électronique ;
- vanne de détente motorisée.

La dernière partie de la détente se fait dans un distributeur multibrins s'il s'agit d'évaporateurs à tubes et à ailettes, ou dans un système éclateur s'il s'agit d'un appareil multitubulaire.

Pour les trois derniers types de détendeurs, étant donné qu'il s'agit de puissances importantes, il y a souvent un dispositif complémentaire de distribution, tel que pastillage de chaque tube d'échangeur par diaphragme, tôle distributrice, circuitage d'évaporateurs intratubulaires refroidisseurs d'eau avec un nombre de tubes croissant par passage, etc.

Le détendeur doit être dans ce cas calculé pour une chute de pression prenant en compte la perte de charge complémentaire de l'élément de distribution.

Lors de la sélection du détendeur, et ceci est également valable pour tous les autres systèmes d'alimentation, il faut également prendre en compte :

- les variations de pression du système et en particulier les variations de pression de condensation (été, hiver, faibles charges) ;
- la température du liquide en amont de la détente ;
- les variations de puissances frigorifiques demandées ;
- les vitesses minimales d'entraînement d'huile ;
- les surpuissances éventuelles de l'appareil de détente ;
- la position du point de fonctionnement sur la plage de l'appareil (risque de pompage...).

Dans le cas d'évaporateurs multiples et pour la réalisation des circuits, certaines précautions doivent être prises pour éviter les influences d'un appareil sur l'autre ou de pièges à huile.

14.4.2 Alimentation en gravité ou thermosiphon

Elle est limitée à un ou deux évaporateurs. Si l'évaporateur est un refroidisseur d'air, l'alimen-

tation se fera à partir d'une bouteille verticale ou horizontale située au-dessus de l'évaporateur. Le liquide dans la bouteille est déjà détendu et se trouve à la pression d'évaporation. Le point bas est alors l'évaporateur. Dans le cas de l'ammoniac il comporte une purge d'huile ou un système de réintégration automatique.

Si l'évaporateur est un refroidisseur de liquide, l'alimentation peut être faite directement dans le corps de l'échangeur dans lequel on maintient un niveau sans bouteille d'alimentation. Dans le cas d'utilisation de fluides halogénés, il est nécessaire de prévoir un dispositif de récupération d'huile qui se trouvera soit sur la bouteille d'alimentation, soit sur l'évaporateur dans le cas d'un faisceau noyé.

Les systèmes d'alimentation sont :

- soit un contrôleur de niveau commandant une électrovanne tout-ou-rien ;
- soit un flotteur HP ou BP ;
- soit une vanne modulante commandée par un signal de niveau hydraulique, électrique ou pneumatique.

L'alimentation en noyé est peu utilisée pour les évaporateurs refroidisseurs d'air à l'exception de certains tunnels de congélation à évaporateur unique. Elle est par contre très utilisée pour les refroidisseurs de liquide avec échangeurs tubulaires ou à plaques (NH_3 et HFC), refroidisseurs de liquide à compresseur à vis et centrifuge, refroidisseurs d'huile, bacs à accumulation de glace.

14.4.3 Alimentation par pompe

Le fluide frigorigène (NH_3 , CO_2 ou HFC) est envoyé, sous la pression d'évaporation augmentée de la suppression correspondant à la circulation du fluide, dans les différents évaporateurs par pompe (ou vases à pression alternée). On utilise ce type d'alimentation pour les grandes installations à évaporateurs multiples des équipements de surgélation. Les utilisateurs ne nécessitent pas de dispositif de purge, car l'huile revient avec la phase liquide non évaporée.

Il faut toutefois faire attention aux remontées importantes sur les conduites de retour qui peuvent constituer des pièges à huile ou des pièges de liquide entraînant des contre-pressions parfois importantes.

L'alimentation se fait soit par le haut :

- réduction de la charge dans l'évaporateur ;
 - distribution plus précise dans les tubes (pastilles ou diaphragmes) ;
 - vidange facile lors du dégivrage ;
- soit par le bas :
- bon remplissage des évaporateurs ;
 - charge de fluide plus importante.

14.5 Types de circuits frigorifiques

14.5.1 Circuit mono-étagé

Les circuits mono-étagés les plus couramment rencontrés sont :

- groupes de refroidissement d'eau et autres liquides ;
- entrepôts positifs ;
- usines de transformation de poissons, viandes, charcuteries ;
- brasseries et industrie de boissons ;
- fabriques de glace ;
- pompes à chaleur ;
- climatisation ;
- patinoires ;
- laiteries, fromageries, ovoproduits.

Les circuits mono-étagés s'utilisent avec les fluides frigorigènes courants (NH_3 et HFC), en réfrigération directe ou indirecte.

Les limites économiques en température d'évaporation se situent vers -15°C . Par contre, l'utilisation de HFC (R-404A ou R-507) permet de descendre dans les petites installations vers -40°C .

Les limites sont également fonction du fluide choisi (taux de compression maximal de la machine, pressions minimale d'aspiration et maximale de refoulement).

On améliorera le rendement d'une installation mono-étagée en utilisant un sous-refroidissement de liquide.

14.5.2 Circuit économiseur

Ce circuit permettra de faire la liaison entre les installations mono-étagées et les installations booster ou bi-étagées dans la tranche d'évaporation -15°C à -45°C . Dans le cas de com-

presseurs à pistons, on parle de compresseurs *compound* ; pour les compresseurs à vis, spiro-orbitaux ou centrifuges, on parle de *suralimentation* (voir chapitres 7 et 11).

Ceci sera d'autant plus intéressant que l'on pourra simplifier l'installation et qu'elle sera de taille petite ou moyenne.

Le nombre de compresseurs est réduit.

Le cycle économiseur est aussi utilisé pour augmenter la puissance disponible d'une machine donnée quel que soit le régime d'utilisation. L'économiseur est soit à détente partielle, soit à détente totale (voir chapitre 11, compresseurs à vis, et chapitre 7).

14.5.3 Circuit bi-étagé

Ce circuit s'utilise pour des installations de moyenne et grande capacité lorsque le régime atteint -35°C ou lorsque l'on a besoin d'une puissance frigorifique à un niveau intermédiaire, pour des installations moyennes :

- centrales de surgélation ;
- grands entrepôts négatifs ;
- usines de transformation de produits alimentaires avec congélation ;
- usines de crème glacée ;
- process chimiques à basse température ;
- hypermarchés.

Le cycle est en général à injection partielle.

L'utilisation du R-410A en basse température avec des compresseurs à piston ou *scrolls* nécessite un circuit bi-étagé à cause d'un écart de pression important (BP/HP) et d'une température de refoulement élevée.

14.5.4 Circuit « cascade »

Un tel circuit fait appel à deux circuits frigorifiques avec fluides différents ; l'évaporateur du cycle haut étant le condenseur du cycle bas.

On le rencontre dans des cas particuliers :

- cycle très basse température dans lequel le fluide du cycle BP choisi compte tenu de ses performances en basse température n'est pas du tout intéressant en HP (R-23 par exemple) ;
- cycle dont un des fluides est imposé par le process mais pas souhaitable dans l'autre cycle (par exemple propane/HFC ou CO_2/NH_3) ;

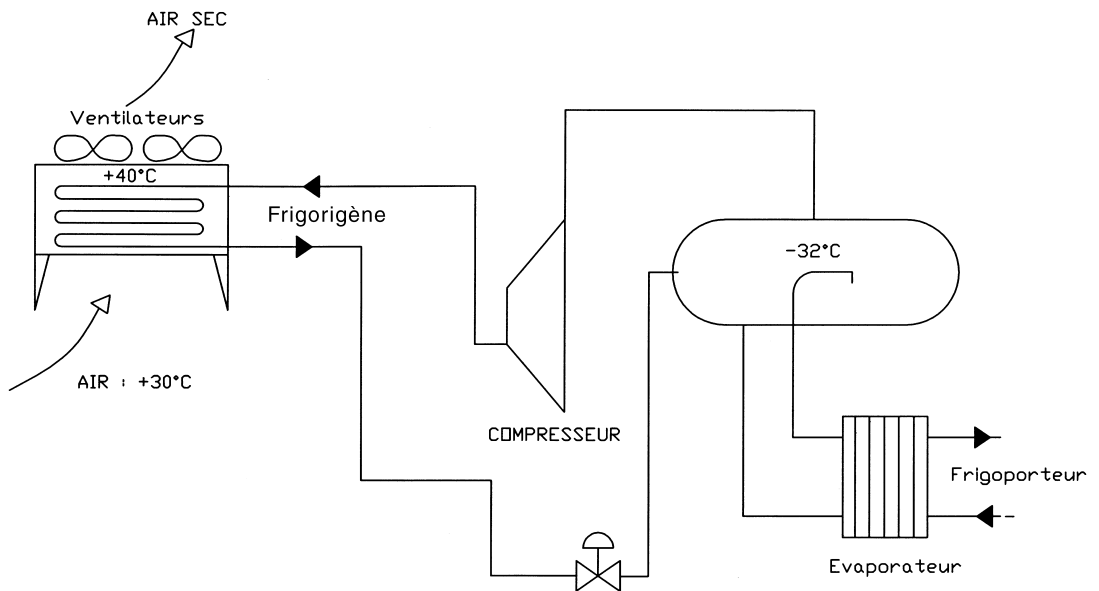


Figure 14.1 – Circuit frigorifique avec condenseur à air.

(Note : quand l'air est supérieur à $35/40^{\circ}\text{C}$, refroidissement adiabatique de l'air par pulvérisation d'eau)

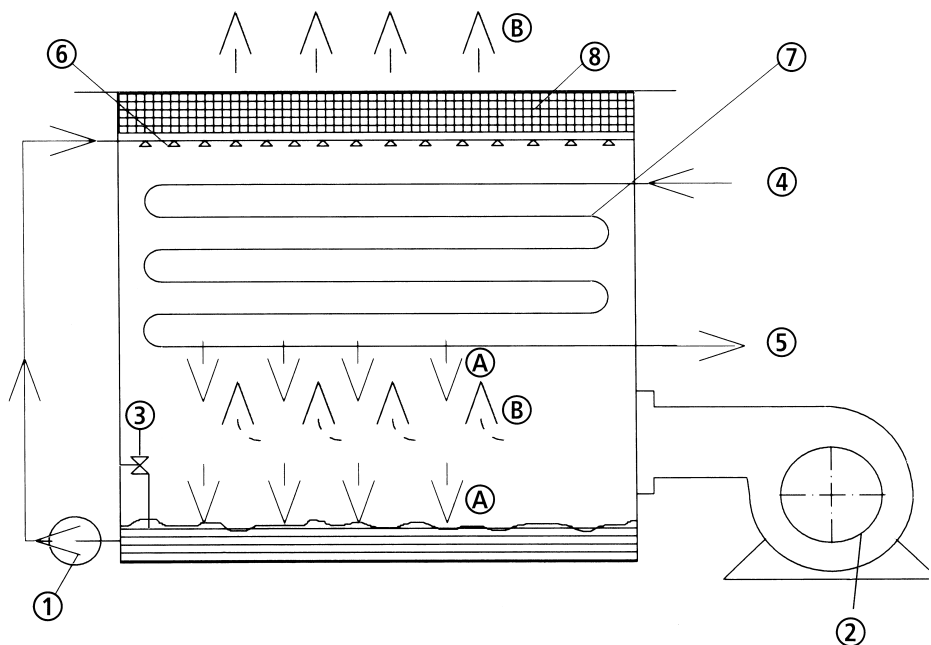


Figure 14.2 – Condenseur évaporatif (Raffel). 1 : pompe. 2 : ventilateur centrifuge. 3 : robinet flotteur. 4 : entrée fluide frigorigène. 5 : sortie fluide frigorigène. 6 : buse de pulvérisation. 7 : faisceau. 8 : séparateur de gouttelettes. A : eau de recirculation. B : air.

- cycle dont un des fluides ne doit pas être pollué par de l'huile (par exemple éthane/HFC). On peut avoir un circuit BP avec compresseurs « secs » et un circuit HP avec compresseurs lubrifiés ;
- cycle CO₂ ou R-410A sur le négatif et circuit de frigoporteur en positif.

14.6 Systèmes de condensation

14.6.1 Condensation par air (figure 14.1)

Cette solution est la plus utilisée en froid commercial et se généralise aujourd'hui sur les installations industrielles de moyenne puissance. Cependant, l'utilisation d'un condenseur à air augmente la quantité de fluide frigorigène employée et diminue l'aspect du confinement.

- Température de condensation moyenne maximale en France : de + 42 à + 48 °C.
- Bonne solution pour le R-404A, le R-507 et le R-410A en positif.
- Consommation d'énergie plus importante en comparaison des autres solutions mais aucune consommation d'eau, pas de traitement d'eau, pas de panache de vapeur d'eau.
- Si l'on utilise du NH₃, problème de fuites vis-à-vis de l'environnement et condenseur plus onéreux (tubes en acier inoxydable et charge plus conséquente), risque supérieur dû à l'ammoniac en haute pression.

14.6.2 Condenseur évaporatif (figure 14.2)

Un condenseur évaporatif permet de réduire la surface de sol nécessaire. Cependant, cet appareil utilise de l'eau pour le refroidissement, ce qui rend son exploitation coûteuse.

- Température de condensation moyenne maximale : de + 32 à + 35 °C.
- Réduction de la consommation d'énergie.
- Besoin d'eau et de traitement d'eau.
- Augmentation de la charge en fluide frigorigène.
- Problème de fuites principalement avec du NH₃.
- Protection contre le gel, et panache de vapeur d'eau.
- Nécessité de contrôles périodiques (légionellose).

14.6.3 Condensation à eau perdue (figure 14.3)

L'utilisation d'un condenseur à eau perdue est une solution à éviter pour plusieurs raisons :

- l'aspect réglementation qui oblige à limiter l'usage de l'eau pour cette utilisation ;
- le coût de l'eau sans cesse en augmentation ;
- l'encrassement qui nécessite une attention spécifique au problème de tartre et à tout élément altérant l'échange ;
- le risque de corrosion.

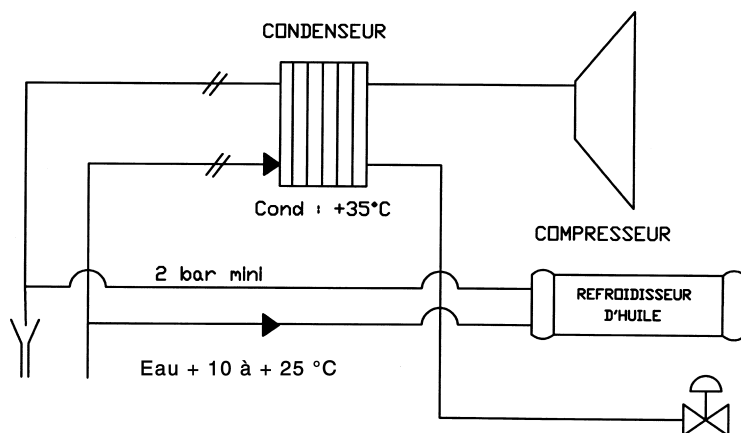


Figure 14.3 – Circuit frigorifique avec condenseur à eau perdue.

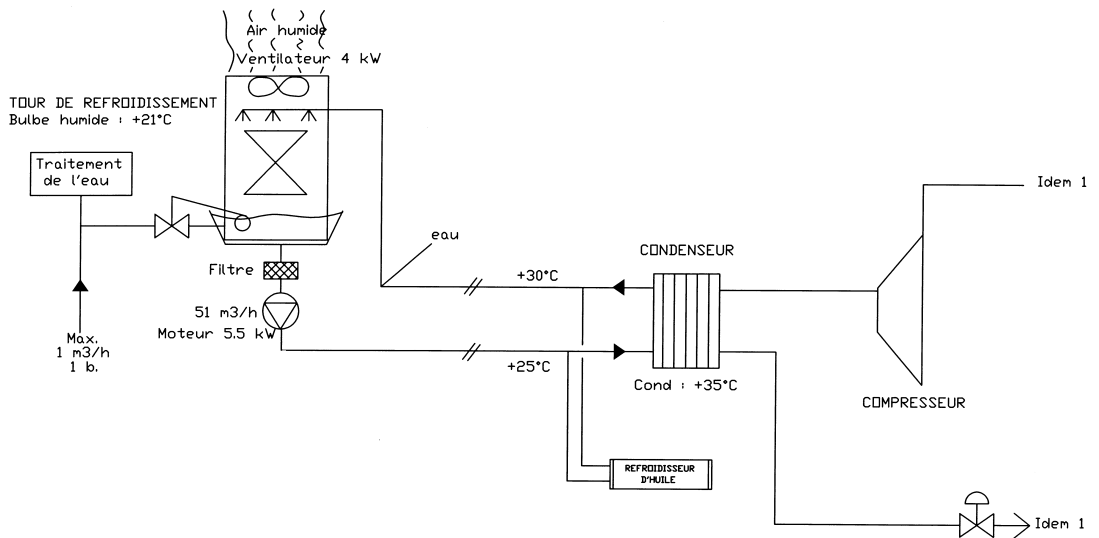


Figure 14.4 – Condenseur refroidi par tour de refroidissement ouverte.

Dans quelques cas, on peut disposer d'eau de puisage, ce qui diminue le coût de l'eau sans l'annuler car cette eau pompée est renvoyée après utilisation loin du puisage.

- Système consommant le moins d'énergie.
- Température moyenne maximale de condensation : de + 25 à + 35 °C.
- Installation compacte.

- Risque de pollution de l'eau par le NH_3 en cas de fuite au condenseur (voir échangeur de sécurité).
- Contrôle de la qualité de l'eau et possibilité de traitement en cas de contamination par les éléments extérieurs (eau de refroidissement perdue).
- Contrôle de la qualité lors du retour de celle-ci dans le sol.

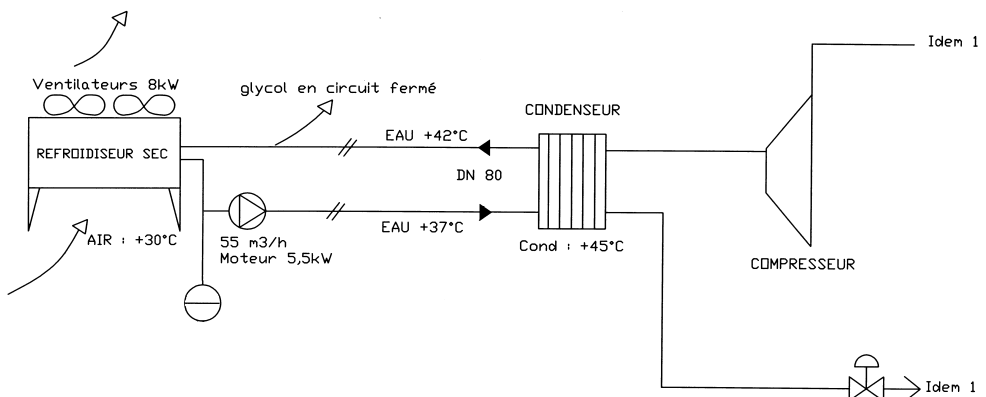


Figure 14.5 – Condenseur refroidi par aéroréfrigérant sec.

(Note : quand l'air est supérieur à 35/40 °C, refroidissement adiabatique de l'air par pulvérisation d'eau)

14.6.4 Condensation à tour ouverte (figure 14.4)

Les tours ouvertes ont été très longtemps utilisées en froid industriel car elles permettent de travailler à des températures de condensation faibles et donc de bénéficier d'un bon COP et de réduire les charges de fluide frigorigène.

Température de condensation moyenne maximale : de + 35 à + 38 °C.

Par ailleurs, parmi les techniques de condensation, en excluant le condenseur à eau perdue, la tour ouverte présente un coût d'investissement faible.

Toutefois, compte tenu du coût de l'eau évaporée pour le refroidissement, de la purge de déconcentration et du traitement d'eau pour le tartre, les algues, la légionellose, elle est coûteuse à l'exploitation.

Il y a lieu de rajouter un aspect psychologique négatif lié à la légionellose qui résulte de problèmes d'entretien et au panache qui est souvent source de pollution visuelle.

Comme pour les condenseurs évaporatifs, les contraintes d'installation sont importantes (rejet d'air humide, rejet d'eau de déconcentration...). Pour 1 000 kW évacués, la consommation d'eau est d'environ 2,0 à 3 m³/h, incluant la déconcentration selon la qualité de l'eau d'appoint.

14.6.5 Condensation par aéroréfrigérant sec (figure 14.5)

La condensation par aéroréfrigérant reste à ce jour une alternative conciliant le confinement et l'absence de consommation d'eau. L'utilisation du refroidissement adiabatique conduit à une consommation d'eau mais extrêmement limitée dans le temps (en général lorsque la tempé-

rature de l'air est supérieure à 35 °C, soit quelques dizaines d'heures par an environ). Cependant il s'agit de la solution présentant le moins bon COP.

Si le problème du COP s'estompe aisément avec un coût du kWh faible, le problème du coût d'investissement reste important.

- Température de condensation maximale : de + 45 à + 50 °C.
- Consommation énergétique plus importante que les autres solutions.
- Pas de consommation d'eau.
- Pas de traitement d'eau.
- Pas de panache de vapeur d'eau.
- Confinement et réduction de la charge en fluide frigorigène.
- Pas de problème de fuite en extérieur.
- Surface importante pour mise en place des aéroréfrigérants.
- Pompes et vase d'expansion.

14.6.6 Condensation à tour fermée (figure 14.6) – Aéroréfrigérant humide

Une des alternatives aux tours ouvertes pour limiter l'encrassement des réseaux et du condenseur principal, consiste à utiliser une tour fermée.

La séparation des réseaux conduit à amoindrir l'excellent COP de la tour ouverte, et à augmenter le coût d'investissement.

La tour fermée ne dispense pas des différents traitements pour l'eau, la légionellose (limitée à un circuit compact sans canalisations d'eau rentrant dans le bâtiment) et le panache ainsi que la protection contre le gel.

Température de condensation moyenne maximale : de + 42 à + 45 °C.

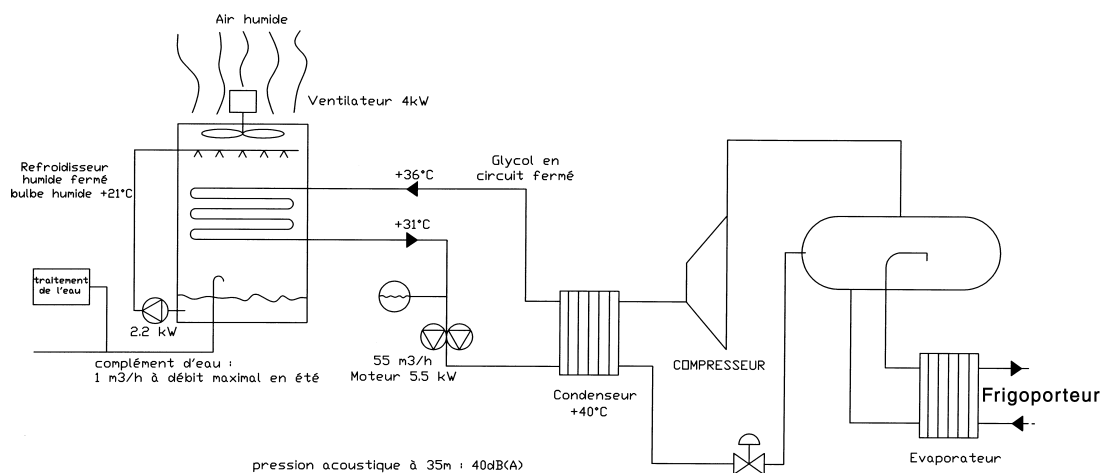


Figure 14.6 – Condenseur refroidi par tour de refroidissement fermée humide.

En dehors des appareils domestiques et des commerces de proximité (cafés-hôtels-restaurants, boucheries, charcuteries, poissonneries, boulangeries, magasins spécialisés dans les glaces et surgelés), les autres applications sont nombreuses : agroalimentaire, grandes surfaces, hyper et supermarchés. L'inventaire suivant (pas totalement exhaustif) montre les différents systèmes généralement utilisés dans chaque application et les évolutions actuelles et futures.

15.1 Distribution alimentaire

15.1.1 Réfrigération directe décentralisée à l'origine

15.1.2 Réfrigération directe centralisée à 2 circuits ou 4 circuits

Pour les surfaces de vente de plus de 8 000 m².

Circuit positif MT pour :

- meubles de vente : 0/+ 8 °C
- chambres froides : 0/+ 8 °C
- sas et quais : + 4/+ 8 °C
- locaux de préparation : + 4/+ 8 °C

Circuit négatif BT pour :

- meubles de vente : – 20/– 25 °C
- chambres surgelés : – 20/– 22 °C
- machines à glace (1) : – 20/– 25 °C

Souvent les machines à glace (négatif) et les chambres de pousse (positif) pour la zone boulangerie sont raccordées à des groupes dédiés.

Remarques

1. Parfois les deux systèmes fonctionnent en deux étages (système booster) avec machines pour l'étage

BT raccordé sur l'étage MT. Cette disposition présente un intérêt si l'on utilise le dégivrage par gaz chauds (global ou non) sur le négatif puisque l'on dispose d'une quantité importante de gaz chauds sur l'étage MT. Généralement le dégivrage est électrique sur le négatif et sur quelques postes positifs.

2. Le dégivrage peut se faire par des gaz dit « tièdes » provenant du réservoir haute pression pour limiter les contraintes thermiques.

3. Les fluides utilisés dernièrement (HCFC R-22) sont remplacés par des HFC (essentiellement R-404A).

4. L'emploi du CO₂ comme fluide frigorigène fait l'objet de nombreuses études et de quelques réalisations :

- soit en circuit cascade ; le CO₂ étant le fluide du circuit BT se condense sur le circuit MT. Les compresseurs fonctionnent à une pression de condensation de 30 bar environ et sont aujourd'hui suffisamment disponibles, de même que les composants de circuits ;

- soit en circuit direct ; dans ce cas il s'agit d'un cycle transcritique. Les compresseurs et composants du circuit MT doivent être conçus pour une pression de 80 bars environ (parfois plus 110 bars). Le cycle transcritique permet de récupérer de la chaleur à un niveau élevé de 80 °C. Les compresseurs ont une cylindrée inférieure à celle nécessaire avec les HFC. Ces systèmes se sont développés sur les distributeurs de boissons et les meubles de vente autonomes, grâce à la mise en avant de l'aspect protection de l'environnement par les grandes firmes internationales spécialisées dans les boissons et la crème glacée. Pour des applications en commerce et agroalimentaires, ils sont essentiellement utilisés dans les pays froids (ex. Scandinavie) où le fonctionnement en cycle transcritique, faiblement performant, se limite à 100 à 200 h/an.

5. Le HFC R-134a est peu utilisé dans ces applications à cause de sa faible production volumétrique spécifique qui nécessite des compresseurs de volume engendré 80 % supérieur.

- Production volumétrique massique du R-134a à – 12 °C/+ 40 °C : 1 276 kJ/m³

- Production volumétrique massique du R-404A à $-12\text{ °C}/+40\text{ °C}$: $1\,996\text{ kJ/m}^3$
- Production volumétrique massique du R-22 à $-12\text{ °C}/+40\text{ °C}$: $2\,120\text{ kJ/m}^3$
- Production volumétrique massique du NH_3 à $-12\text{ °C}/+40\text{ °C}$: $2\,307\text{ kJ/m}^3$
- Production volumétrique massique du R-410A à $-12\text{ °C}/+40\text{ °C}$: $2\,953\text{ kJ/m}^3$

À l'inverse, le R-410A pourrait s'avérer intéressant dans l'avenir si sa plus haute pression de condensation (environ 30 bar +50 °C) n'entraîne pas de surcoût important au niveau des machines et des composants malgré la réduction de taille.

**15.1.3 Réfrigération directe
semi-centralisée ou fractionnée**

Selon les puissances nécessaires et la disposition des locaux, on rencontrera le circuit MT centralisé en local technique avec un ou plusieurs circuits de distribution, et le circuit BT décentralisé au plus près des postes.

15.1.4 Réfrigération indirecte

La réfrigération indirecte entraîne une centralisation de la production.

Le fluide primaire est généralement du R-404A (HFC). L'utilisation du R-22 n'est plus autorisée pour les équipements neufs. En application positive le R-134a présente le meilleur COP (tableau 15.1).

Dans certains cas l'ammoniac est employé, plus rarement en France, mais plus fréquemment dans les pays de l'Europe du Nord, en Suisse et au Luxembourg. L'utilisation de HC (R-600a et R-290) se développe en Europe du Nord.

Les fluides secondaires couramment employés sont des mélanges aqueux : surtout eau + monoéthylène ou monopropylène glycol, mais aussi eau + éthanol, formiates et acétate de potassium.

L'eau ammoniacuée (alcali) n'est pas autorisée en France dans les ERP (établissement recevant du public) et n'est pas utilisée dans les autres pays européens.

Tableau 15.1 – Valeurs types de COP selon le niveau de puissance frigorifique, le type de compresseur et le fluide frigorigène.

Grandes puissances (600 kW)						
Pistons ouverts			Vis ouvertes			
			Sans économiseur		Avec économiseur	
	$-10/+40\text{ °C}$	$-13/+40\text{ °C}$	$-10/+40\text{ °C}$	$-13/+40\text{ °C}$	$-10/+40\text{ °C}$	$-13/+40\text{ °C}$
NH_3	3,35	3,05	3,43	3,10	3,61	3,29
R-22	2,82	2,61	3,18	2,90	3,47	3,19
R-404A	2,40	2,18	2,62	2,40	3,00	2,77
R-134a	2,64	2,40	2,80	2,52	3,15	2,90
Moyennes puissances (250 kW)						
Pistons semi-hermétiques			Vis semi-hermétiques			
			Sans économiseur		Avec économiseur	
	$-10/+40\text{ °C}$	$-13/+40\text{ °C}$	$-10/+40\text{ °C}$	$-13/+40\text{ °C}$	$-10/+40\text{ °C}$	$-13/+40\text{ °C}$
R-22	2,44	2,23	2,50	2,42	2,93	2,79
R-502	2,19	1,98	–	–	–	–
R-404A	2,10	1,88	2,20	2,02	2,74	2,60
R-134a	2,42	2,20	2,50	2,30	3,10	2,90

Elle a fait l'objet, en France, de nombreuses réalisations (entrepôts négatifs et surgélation, usines agroalimentaires) dans la période 2000/2005, suite à l'interdiction du R22 pour les installations neuves et à cause des contraintes des nouvelles réglementations sur l'ammoniac.

Les principaux obstacles à l'utilisation de la réfrigération indirecte sont la surconsommation énergétique et l'augmentation du coût des réseaux. Les frigoporteurs biphasiques (liquide/vapeur ou liquide/solide) présentent de grands intérêts.

■ CO₂

Lorsque le CO₂ est utilisé en frigoporteur, l'énergie de pompage est divisée par 5 et la section des tuyauteries entre 3 et 5.

Exemple

Pour 300 kW en négatif à -35 °C :

- débit de frigoporteur type eau + sels : 20,5 kg/s pour $\Delta T = 4\text{ °C}$
- diamètre de frigoporteur eau + sels aller et retour : 113 mm pour 2 m/s
- débit de CO₂ avec recyclage : 1,5 kg/s
- diamètre de la tuyauterie de CO₂ aller : 40 mm
- diamètre de la tuyauterie de CO₂ retour : 50 mm

■ Coulis de glace (*ice slurry*), voir § 17.3

Ce mélange d'eau et de microcristaux de glace générés par des systèmes spécifiques permet, grâce à la chaleur latente de la partie solide :

- de réduire le diamètre des réseaux : 100 kW en eau + MEG 30 % à -8 °C se réchauffant de 4 °C : 6,8 kg/s soit $\varnothing = 75\text{ mm}$ pour 1,5 m/s ; 100 kW en coulis de glace à 25 % se réchauffant de 4 °C : 1,3 kg/s soit $\varnothing = 35\text{ mm}$ pour 2 m/s ;
- de supprimer l'écart de température sur le frigoporteur ;
- d'accumuler de l'énergie : 10 m³ en eau glycolée 30 % avec $\Delta t = 4\text{ °C}$: 42 kWh ; 10 m³ en sorbet à 25 % à la température quasi constante : 218 kWh.

On peut actuellement considérer qu'environ une nouvelle installation sur dix en France uti-

lise la réfrigération indirecte dans le domaine de puissances de 300 à 1 000 kW en super et hypermarchés.

Le potentiel du coulis de glace est donc important aussitôt que seront résolues la fiabilité des générateurs (actuellement mécaniques) et l'obtention de meilleures performances.

Dans la plupart des cas, la condensation est du type à air.

15.2 Restauration collective et grandes cuisines

Pour les installations de petite et moyenne dimension (entre 20 et 150 kW), la réfrigération directe est quasiment la seule solution utilisée, à quelques exceptions près.

Les systèmes sont centralisés ou décentralisés. Les circuits négatifs de faible puissance sont en général équipés de groupes indépendants à condensation à air.

À signaler la réalisation de quatre équipements en coulis de glace. La production du froid et son stockage la nuit a permis de réduire de 50 % les besoins électriques car ils ne se cumulent plus avec les besoins de chaud (dans la matinée). De plus, l'utilisation de coulis pour les cellules de réfrigération rapide donne d'excellents résultats tant sur le plan du temps de refroidissement que sur l'aspect performances.

15.3 Usines agroalimentaires

On compte en France environ 4000 sites.

Les puissances moyennes en jeu vont de 200 kW à 1 500/2 000 kW ; certains équipements peuvent aller jusqu'à 3 000 à 5 000 kW sur le circuit positif.

Selon qu'il s'agit d'usines produisant des produits frais ou des produits surgelés, la part du négatif est très différente. Néanmoins, dans les usines fabriquant des produits frais ou des plats préparés, certaines matières premières (viandes, légumes...) arrivent surgelées et l'on trouvera des chambres de stockage basse température et des locaux ou systèmes de décongélation.

Compte tenu de leur importance (surfaces des locaux, différences des températures et des puissances), c'est dans l'agroalimentaire que la réfrigération indirecte a été utilisée en premier, en substitution soit de plusieurs circuits à détente directe soit de circuits de distribution d'ammoniac par pompe.

Néanmoins, les installations comprises entre 100 et 300/500 kW sont réalisées en détente directe.

Les installations sont généralement centralisées à condensation à air entre 100 et 500 kW, à condenseur évaporatif ou tour de réfrigération sur condenseur à eau au-dessus.

Dégivrage :

- les circuits à détente directe pour le froid positif sont souvent à dégivrage par air, mais aussi à dégivrage électrique pour les locaux à 0/+2 °C, pour lesquels le dégivrage à air serait trop long et entraînerait des remontées de température inacceptables ;
- les circuits de réfrigération indirecte pour les circuits positifs sont à dégivrage par air, électrique (traditionnel avec résistances dans les ailettes) ; compte tenu de l'inertie due au frigoporteur contenu dans les batteries, ce dernier est long, peu économique et entraîne souvent des surchauffes des éléments chauffants et une dépense d'énergie pour remise en température.

On privilégiera le dégivrage interne, soit par réchauffage naturel en utilisant la chaleur des différents postes, soit par réchauffage au moyen d'un ou plusieurs échangeurs dont la source de chaleur pourra être :

- un réchauffeur électrique centralisé ;
- plusieurs réchauffeurs électriques décentralisés ;
- un réchauffeur utilisant la chaleur de refoulement.

Dans ce cas le système est centralisé avec deux choix possibles :

- dégivrage global : le frigoporteur froid est réchauffé et véhiculé en utilisant le même réseau ;
- dégivrage par poste : le frigoporteur est distribué par une troisième tuyauterie vers les postes qui seront équipés de vannes 3 voies.

On a donc un système à 3 tubes mais le retour se faisant dans ce cas par le tube de retour, les compresseurs sont pénalisés. Il est préférable d'installer une 4^e tuyauterie qui retourne sur l'échangeur de dégivrage, ce qui améliore le rendement du système mais nécessite un jeu complémentaire de vannes.

Les circuits de réfrigération indirecte pour le froid négatif (peu utilisés à ce jour mais pouvant être amenés à se développer si l'on veut réduire les charges de fluide frigorigène drastiquement) sont, soit à dégivrage électrique, soit à dégivrage par réchauffage interne (voir inconvénients ci-dessus).

On constate actuellement un développement de l'utilisation de l'eau ammoniacuée et du CO₂. Compte tenu de l'impact important du dégivrage (tant qualitatif que quantitatif) sur les systèmes négatifs, l'installation d'évaporateurs refroidisseurs d'air plus sophistiqués s'impose. En effet, comme pour les entrepôts de stockage négatif, un dégivrage peu performant, imparfait et la présence de givre autour des appareils, sur les plafonds et les produits, sont des handicaps importants pour l'exploitation.

De nombreuses options sont possibles :

- manchettes textiles au refoulement des ventilateurs permettant de limiter la diffusion d'air humide réchauffé et de « couper le tirage » sur l'appareil ;
- hottes isolées à l'aspiration pour capter l'air chaud et éviter sa diffusion dans le local ;
- hotte isolée au refoulement avec volet dynamique ou motorisé ;
- intégration de l'ensemble batteries + ventilateurs dans un caisson isolé équipé d'un volet motorisé fermant complètement l'ensemble pendant le dégivrage (voir figure 12.62).

Le dégivrage peut s'opérer :

- par gaz chauds ;
- par réchauffage électrique de l'air circulant dans le caisson pendant le dégivrage ;
- par réchauffage interne dans le cas de frigoporteur.

Avec ce type d'appareil, le dégivrage est fait à l'aide de ventilateurs fonctionnant en général à débit réduit.

15.4 Locaux particuliers

Les locaux de préparation, découpe et conditionnement, dans lesquels il faut maintenir des ambiances de + 4 à + 8 °C environ et hygrométrie contrôlée (60 à 65 %) pour des raisons de réglementation et d'hygiène mais aussi pour assurer les meilleures conditions de travail du personnel, font l'objet d'une distribution d'air particulière.

Ils sont équipés :

- soit de plusieurs appareils extra-plats à ventilation réduite (double flux, voir figure 12.61) ;
- soit de caissons de traitement d'air (CTA) (internes mais plus souvent externes) raccordés à des gaines textiles ou rigides.

Les CTA présentent l'avantage de pouvoir intégrer plus facilement des fonctions de filtration, de chauffage, d'humidification. Elles sont toujours nettoyables et parfois équipées de nettoyage en place (NEP ou CIP).

Les équipements frigorifiques en abattoirs ressemblent pour de nombreux locaux à ceux des usines agroalimentaires.

Le processus d'abattage comprend immédiatement après le ressuage ou la réfrigération rapide. L'objectif est d'abaisser rapidement la température à cœur des demi-quartiers ou pièces et de limiter les pertes de poids. En effet, compte tenu de la surface limitée du produit pour effectuer ce refroidissement rapide, les paramètres permettant d'accélérer le processus sont l'écart de température et la vitesse d'air, les deux accélérant la migration de vapeur d'eau vers l'extérieur du produit, donc la perte de poids.

Différents procédés sont utilisés pour effectuer ce refroidissement rapide, en particulier pour le porc avec avancement continu sur rails.

■ Ressuage à très basse température dit procédé Clemensen

Application d'un soufflage d'air à – 25 °C pendant une demi-heure environ pour croutage/congélation partielle de la couche sous peau. Ensuite remontée progressive en 2 ou 3 étages (– 15, – 7 et 0 °C) pour éviter une

congélation trop importante et appliquer l'écart de température maximal par tranche de 30 minutes à 1 heure. Le processus dure environ 1 h 30 ; il permet de ramener la température moyenne de + 37 °C vers + 20 °C. Cette phase de refroidissement de choc est suivie d'une phase de refroidissement complémentaire puis d'homogénéisation, l'ensemble durant 24 heures. La perte de poids est d'environ 0,7 à 1,2 % pendant la phase ressuage et 0,5 à 6 % pendant la phase refroidissement complémentaire et égalisation.

■ Ressuage à température moyenne

Application d'une température de – 10 °C puis de – 5 °C et remontée vers 0 °C. La perte de poids peut atteindre 1,3 à 1,5 % car le temps de refroidissement est plus long et la couche superficielle n'est pas congelée pendant la phase ressuage de 3 heures, et 0,7 à 0,8 % ensuite.

■ Ressuage avec de l'air à 0 °C et douchage

Système de brumisation, procédé Sirial. Les carcasses avancent en continu et sont soumises à une ventilation efficace et dirigée à 0 °C puis à une pulvérisation d'eau froide intermittente. Celle-ci permet de réhydrater la surface, d'améliorer le coefficient d'échange et de limiter au minimum les pertes de poids (0,5 % environ). La réfrigération des carcasses de bœuf est plus traditionnelle bien que différents tests aient été réalisés avec la technique ci-dessus. L'absence de couche de gras superficielle ne permet pas d'envisager de congélation de surface car la tendreté de la viande serait altérée.

15.5 Entreposage

1600 entrepôts de plus de 2000 m³ en France.

15.5.1 Entreposage positif

Les températures appliquées sont voisines de 0 °C (jusqu'à – 1 °C pour quelques produits). On peut distinguer deux applications différentes.

■ Entrepôt de distribution

Véritable plate-forme approvisionnée par les usines en multiproduit (viande, charcuterie, poissons, produits frais laitiers, fruits et légumes, fleurs...), cet entrepôt sert d'interface entre les producteurs et les magasins de ventes (chaînes de distribution mais aussi grossistes, magasins de détail, restauration collective...).

Il est soit intégré aux groupes de distribution, soit multiclients et exploités par des spécialistes du transport et/ou de la logistique.

Les différents produits sont affectés à des locaux spécifiques et aux températures appropriées.

Selon son importance, les circuits seront soit à détente directe soit à réfrigération indirecte (utilisation de fluide frigoporteur).

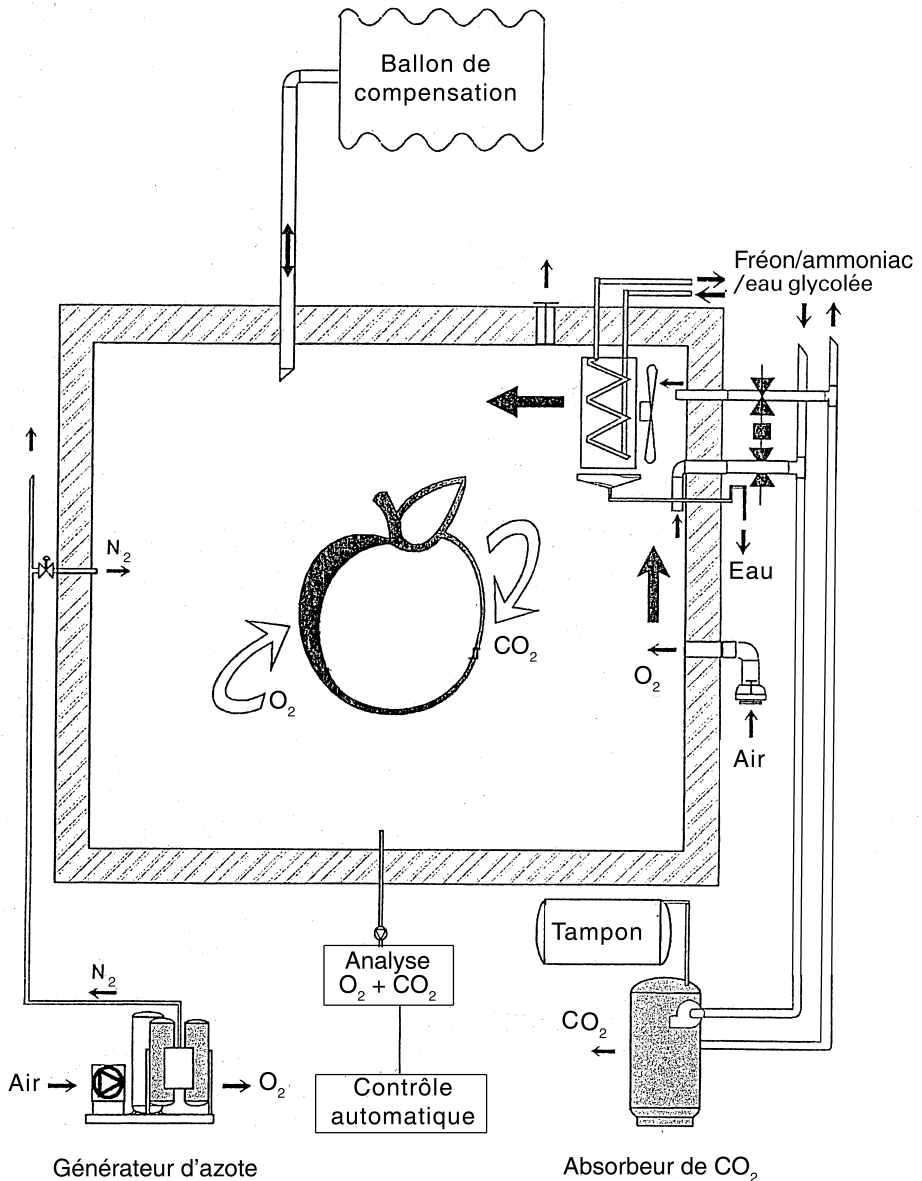


Figure 15.1 – Principe du système ULO (Besseling).

■ Entrepôts de stockage moyenne et longue durée spécialisés

Les entrepôts de fruits et légumes permettent de refroidir et de stocker sous température, hygrométrie ou atmosphère particulières dès la récolte des fruits et légumes pour une commercialisation ultérieure ou une répartition de l'utilisation pour les usines de transformation.

Afin de préserver la qualité des fruits sur une période de stockage relativement longue (par exemple de 6 à 8 mois), il est fait appel à des atmosphères contrôlées et éventuellement au dispositif ULO (*Ultra Low Oxygene*) dans lequel le taux d'oxygène est réduit au minimum et remplacé par de l'azote (figure 15.1).

La réduction du taux d'oxygène et l'application d'une température voisine de 0 °C permettent d'éviter au maximum l'évolution de la maturation et le développement de micro-organismes.

Remarque

Bien qu'il ne s'agisse pas réellement d'entreposage, certaines techniques de refroidissement spécifiques sont à mentionner.

- *Refroidissement humide* : afin d'assurer un refroidissement rapide des légumes sur le lieu de la récolte (par exemple choux-fleurs) et à partir d'une méthode de chargement spécifique, l'air est soufflé vers 1/+ 2 °C après avoir été refroidi dans un appareil où l'on ruisselle de l'eau à 0,5 °C. L'air sort près du point de saturation, ce qui permet de conserver l'aspect de fraîcheur des produits et de limiter les pertes de poids. L'eau froide est en général produite par un bac avec accumulation de glace.
- *Hydrocooling* : ce procédé également utilisé pour les légumes (carottes, tomates...) consiste en un ruissellement d'eau froide à + 2 °C. En prérefroidissement de légumes avant surgélation, le refroidissement par immersion dans l'eau glacée est utilisé.

15.5.2 Entreposage négatif

■ Entrepôts de stockage longue durée

Stockage des surproductions (beurre, viandes...).

■ Entrepôts de stockage associés à des usines de production

- Stockage amont de produits à récolte saisonnière destinés à alimenter une fabrication éta-

lée. Par exemple, châtaignes pour production de purée et de crème de marrons ; fruits pour production de confiture ; petits pois et haricots verts pour production de surgelés, plats cuisinés et conserves.

- Stockage aval de produits finis pour faire face à des demandes saisonnières ou créer des stocks tampons. Par exemple, crèmes glacées, frites.

■ Entrepôts de distribution

Parfois associés mais plus souvent séparés des plates-formes positives évoquées ci-dessus, ils ont la même fonction.

Les solutions techniques de production, distribution de froid ainsi que le dégivrage sont analogues à l'agroalimentaire négatif.

Lorsqu'il s'agit de volumes plus conséquents (entre 1 500 et 150 000 m³), on trouve des installations à recirculation de fluide frigorigène par pompes NH₃ et éventuellement R-404A ou R-507 pour les volumes de 15 à 25 000 m³. Dans ce cas le dégivrage est par gaz chauds avec des évaporateurs le plus fréquemment du type CTA. Pour les volumes compris entre 10 000 et 250 000 m³ quelques équipements ont été réalisés :

- soit avec de l'alcali comme frigoporteur ;
- soit avec du CO₂ en frigoporteur ;
- soit avec du CO₂ en frigorigène (en cascade sur moyenne température).

15.6 Usine de crèmes glacées

En dehors des chambres froides amont (produits frais tels que lait, crème, fruits...) et du stockage aval (produits finis), on trouve des matériels spécifiques :

- maintien en température des cuves de préparation (mélange des différents composants vers 0/+ 4 °C) ;
- refroidissement après pasteurisation + 2/+ 4 °C ;
- alimentation des freezers à double enveloppe horizontale avec un ou plusieurs évaporateurs dans lesquels le mix introduit à + 2 °C environ est mélangé avec l'air (foisonnement) et par-

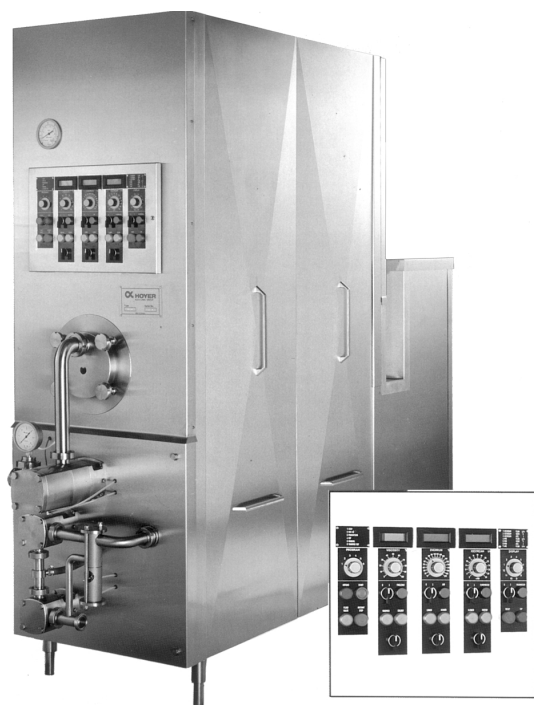


Figure 15.2 – Freezer à crèmes glacées (Hoyer).

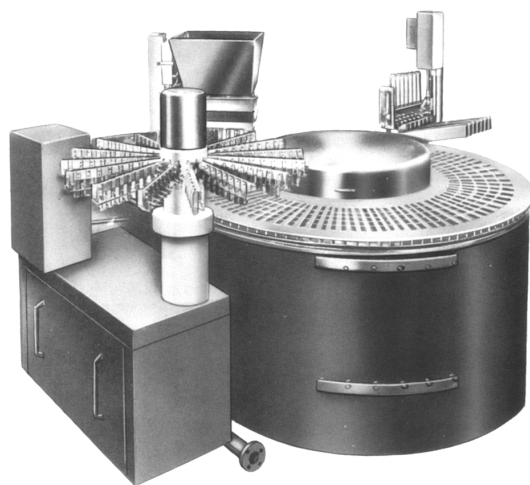


Figure 15.3 – Machine à bâtonnets (Hoyer).

tiellement congelé. La température finale (environ -5°C) est obtenue par évaporation de fluide frigorigène (en général NH_3) à très basse pression (-30 à -33°C) (figure 15.2) ;

- surgélateur à spires, bandes, plateaux ou plaques, selon le type de produit (bacs de vrac 0,5 à 2 l, cônes, etc.) ;
- machines à bâtonnets (figure 15.3) ; composée d'une table tournante comportant les formes recevant le mix et dont le dessous baigne dans de la saumure (chlorure de calcium en général), la machine, dont la production peut atteindre 30 000 bâtonnets à l'heure, comporte les dispositifs automatiques de remplissage mono ou polyproduits, de mise en place des bâtonnets, de démoulage par trempage dans zone de saumure chaude, de nappage de chocolat, d'ajout de pépites d'amandes, etc. ;
- maintien en température et hygrométrie des locaux de fabrication.

15.7 Laiterie et fromagerie

Deux grandes utilisations du froid :

- maintien des conditions de température des locaux de travail ;
- traitement des produits :
 - refroidissement du lait à la ferme par cuve avec groupe intégré ;
 - refroidissement du lait après pasteurisation entraînant des pointes de besoin pendant quelques heures et justifiant les systèmes d'accumulation ;
 - refroidissement de la crème ou du sérum après séparation et pasteurisation ;
 - refroidissement de l'eau de barattage du beurre ou de la baratte ;
 - contrôle de la maturation et séchage des fromages.

Selon les variétés, les conditions de température, hygrométrie, durée de traitement sont spécifiques.

Des matériels particuliers tels que les caissons de traitement d'air prenant en compte les particularités des fromagers (humidité, corrosion, distribution d'air contrôlée, nettoyabilité y compris dispositif de nettoyage en place...) ont été développés. Par exemple, système Air Quality Process de Safrair, produits Clauger...

15.8 Unités de surgélation

La chaîne de fabrication et les besoins de froid associés seront spécifiques selon les produits traités.

Dans le cas des légumes surgelés (capacités de 2 à 30 t/h), le prérefroidissement des légumes après blanchiment est assuré par de l'eau à + 6/+ 10 °C. Il y a peu de locaux à traiter en ambiance, à l'exclusion des zones d'ensachage en gros ou de conditionnement. Les surgélateurs à lit fluidisé (IQF) sont utilisés pour les frites, les pommes dauphine et noisette, les petits pois, les brocolis, les poireaux coupés et pour les fruits rouges, les oreillons d'abricots ou de prunes, etc.

Les surgélateurs à plaques sont utilisés pour les épinards hachés ou en branches, la purée conditionnée en bacs (appareils verticaux ou horizontaux manuels) ou en boîtes en carton (horizontaux automatiques).

Pour réaliser des palets de purée de légumes on utilise un surgélateur à tambour qui produit des écailles qui sont ensuite compactées à la forme souhaitée.

Lorsque l'usine produit des plats cuisinés ou des produits transformés à base de poissons, viandes ou légumes, elle comprend des zones amont à température contrôlée de produits bruts surgelés ou frais, éventuellement des zones de décongélation, des zones de préparation, de surgélation, de conditionnement et d'emballage, et des zones de stockage de produits finis.

Selon les capacités les moyens de surgélation utilisés vont des cellules automatiques à des surgélateurs en continu du type spirale, à plaques horizontales automatiques, en passant par des cellules à chariots à avancement manuel ou automatique. Dans les usines de pains, pizzas, boulangeries, les surgélateurs sont du type en ligne à bande avec alvéoles pour les baguettes crues ou précuites, et du type à spirale pour la viennoiserie, les pizzas...

Lors de la préparation de la pâte on utilise :

- de l'eau glacée ou de la glace dans le pétrin ;
- de l'eau glycolée pour le refroidissement des pétrins en continu (double enveloppe et sabots) ;
- de l'air refroidi vers - 15 °C et déshydraté pour les refroidisseurs de pâte en continu ;

- de l'air à température et hygrométrie contrôlées pour les chambres de maintien et de pousse.

15.9 Groupe de process

15.9.1 Pharmacie

- Équipements de salles propres pour la fabrication.
- Groupes de refroidissement spéciaux (eau alcoolisée, éthanolée, glycolée, saumure, huiles silicones pour basse température - 80 °C).
- Groupes de refroidissement d'eau.
- Installations de lyophilisation pour médicaments.

15.9.2 Chimie et pétrochimie

- Groupes identiques aux précédents avec souvent des contraintes de protection spéciales, par exemple corrosion, antidéflagrance, sécurité augmentée.
- Groupes de refroidissement d'azote, d'argon pour les usines produisant des gaz de l'air.
- Groupes de maintien en température de sphères ou réservoirs de stockage (N₂O, NH₃, GPL) en option indirecte (condensation des vapeurs vers un échangeur positionné en sommet de cuve) ou directe (recompression des vapeurs, liquéfaction et détente dans le stockage).

15.9.3 Plastique

Ce sont essentiellement des refroidissements d'eau, soit à + 25 °C (tours de refroidissement atmosphérique) pour refroidir les moteurs des presses à injecter, soit à + 10 °C pour les moules.

15.9.4 Recherche

- Salles propres ou salles blanches à température, hygrométrie, empoussièrisme contrôlés.
- Groupes spéciaux ayant la possibilité de travailler sur des grandes plages de fonctionnement (par exemple, de - 40 à + 25 °C en

étude aéronautique, centre d'étude de la neige, météo...).

15.9.5 Micromécanique et électronique

- Salles propres pour la fabrication de puces, cartes magnétiques, usinage de précision.
- Groupes spéciaux permettant de travailler entre $-80\text{ }^{\circ}\text{C}$ et $+200\text{ }^{\circ}\text{C}$ (déverminage de cartes et de composants électroniques).

15.10 Bâtiment et construction

En laissant de côté les équipements de chauffage et de climatisation de confort, on peut trouver dans ce secteur quelques applications :

- Utilisation d'eau froide ou plus souvent de glace pour mélanger aux agrégats lors de la préparation du béton afin de limiter la température pendant le séchage (barrages en pays chauds) et plus rarement par circulation d'eau dans des réseaux de tubes.
- Utilisation d'eau glacée pour le refroidissement d'ouvrages souterrains (par exemple tunnel sous la Manche).
- Groupes de refroidissement de chlorure de calcium vers $-25/-30\text{ }^{\circ}\text{C}$ pour assurer la congélation des sols et permettre le creusement et la réalisation d'ouvrages en béton en sols très humides. La saumure circule dans des pieux de 5 à 20 m enfoncés dans le sol. Ces pieux sont constitués d'un double tube : tube central d'arrivée de saumure vers le fond et retour dans la section annulaire qui congèle le milieu externe environnant.

15.11 Patinoires et neige

Traditionnellement réalisés dans les années 1970 (après les Jeux olympiques de Grenoble en 1968) en distribuant par pompe du R-12 (charge 7 t pour $56\text{ m} \times 56\text{ m}$) dans un faisceau de tubes en acier de DN25 espacés de 100 mm environ, puis à partir des années 1980 (avant et après les Jeux olympiques d'Albertville de 1992)

en distribution de R-22 (charge environ 3,5 t) dans des tubes acier de DN15 espacés de 90 mm environ, les équipements de patinoire sont maintenant réalisés en réfrigération indirecte avec circulation d'eau glycolée ou saumure de chlorure de calcium à $-9/-7\text{ }^{\circ}\text{C}$ dans un faisceau de tubes en épingles en polyéthylène de DN20 espacés de 80 mm.

Le fluide primaire est du NH_3 et des HFC (R-404A, R-507, R-134a).

La puissance installée est d'environ 300/350 W/m².

La chaleur rejetée par les compresseurs (à vis ou à pistons) doit faire l'objet d'une récupération bien réfléchie pour :

- réchauffer l'eau de surfaçage ($+40$ à $+50\text{ }^{\circ}\text{C}$) ou de l'eau chaude sanitaire ;
- réchauffer la sous-dalle ($+10\text{ }^{\circ}\text{C}$) en cas d'utilisation continue de la piste ;
- réchauffer les locaux (vestiaires, hall à patins, cafétéria, parties communes) ;
- réchauffer le sol des salles de sports associées ;
- réchauffer l'eau des piscines ($+32\text{ }^{\circ}\text{C}$) qui sont souvent associées.

L'enneigement artificiel (canons à neige) fait appel à des refroidisseurs d'eau atmosphériques ou groupes frigorifiques au plus près de $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ pour injection d'eau avec l'air comprimé.

À noter une réalisation en France (et quelques autres à l'étranger) de pistes de ski intérieures (*in door*) utilisées pour le loisir mais aussi pour l'entraînement des professionnels. L'ambiance est maintenue vers $-3\text{ }^{\circ}\text{C}$ pour des refroidissements d'air. Le sol est parfois refroidi selon le principe des patinoires (construction et localisation). Comme il y a « usure » et légère fusion de la neige, les compléments se font :

- soit par buses, type canon à neige, placées au soufflage des refroidissements d'air ;
- soit par une petite machine de production de glace « écaille ».

15.12 Malteries, brasseries vinicoles

Les besoins en malterie sont le chauffage et le refroidissement pour la germination, une situa-

tion idéale pour l'utilisation de pompes à chaleur.

En brasserie :

- Contrôle de la fermentation par circulation d'eau glycolée (auparavant circulation d'ammoniac par pompes) dans des sections de double enveloppe de tanks verticaux souvent installés à l'extérieur et isolés. En installation intérieure, l'installation des tanks se fait en locaux isothermes avec refroidisseurs d'air.
- Refroidissement des moûts sur échangeurs à plaques.
- Maintien en température des tanks de garde (deuxième fermentation) en cuverie par refroidissement de l'ambiance mais aussi en refroidissement des tanks.
- Refroidissement après filtration avant embouteillage.
- Installation de récupération de CO_2 de fermentation avec lavage, désodorisation, séchage, compression, condensation vers -20°C (20 bars environ), stockage tampon et mise en bouteilles éventuelle.

Remarque

En vinification, les besoins de réfrigération se trouvent au niveau du contrôle de la fermentation :

- Échangeur de type « drapeau » immergé en partie haute des cuves (figure 15.4) ou échangeur de type Optivin® en polyéthylène alimentaire pouvant flotter en haut de cuve sous le « chapeau » constitué des rafles ou être maintenu en bas ou dans une position intermédiaire ou cuve inox à double enveloppe ou ruissellement d'eau à l'extérieur des cuves.
- Refroidissement sur des échangeurs à plaques ou tubulaires avant embouteillage pour certains vins.
- Maintien en température d'ambiance du stockage de bouteilles ou de fûts de vieillissement.
- Échangeurs à surface raclée à refroidissement direct ou indirect utilisés pour cryoconcentration de vins ou congélation partielle pour créer les conditions de précipitation de tarte et dépôts. Surtout utilisée en Champagne, cette phase est suivie d'une phase de stabilisation vers -5°C . Cette précipitation peut se faire par refroidissement de l'air dans les aires de stabilisation.

La précipitation tartrique se fait aussi par refroidissement des vins sur échangeurs à plaques à -5°C puis maintien en cuve isolée.



Figure 15.4 – Échangeur drapeau (Serap).

15.13 Salaisonnerie et charcuterie

- Équipements classiques de maintien de conditions de température et d'hygrométrie dans les locaux de matières premières, produits finis, et d'ambiance des locaux de travail/transformation avec des zones en salles propres et flux laminaires (par exemple tranchage de jambons).
- Tunnels de croûtage/durcissement vers -15°C pour permettre le tranchage (par exemple lardons).

B

TECHNOLOGIE DU FROID MÉCANIQUE

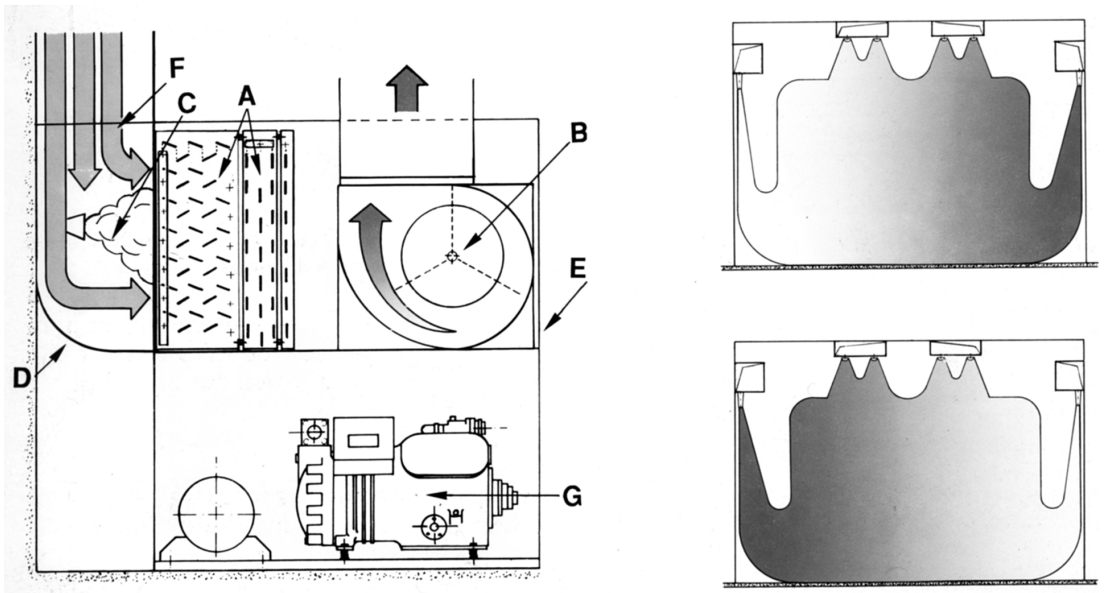


Figure 15.5 – Principe de fonctionnement d'un séchoir à saucissons.

- (A) Unité évaporateur/condenseur en tubes cuivre et ailettes aluminium. La disposition verticale supprime toute possibilité de rétention de gouttes et accumulation de givre. (B) Unité de ventilation avec ventilateur centrifuge à grand rendement. (C) Système d'humidification. (D) Utilisation optimale de l'espace en plaçant le conduit d'aspiration d'air contre la paroi arrière. (E) Possibilité d'accrocher le produit jusqu'à la face frontale du frigorigère. Plus grande densité de stockage. (F) Circuit de distribution d'air optimisé. Réduction des pertes de charge. Utilisation optimale des dimensions de la batterie. (G) Circuit frigorifique incorporé dans l'unité compacte. Plus grande propreté, moins d'encombrement, et garantie de qualité supérieure.

– Locaux spécifiques pour étuvage/séchage et maturation des jambons et saucissons secs. Le procédé de séchage des saucissons est plus complexe que celui des jambons secs. La connaissance du produit, sa composition et sa présentation finale conduisent à définir des séquences alternant chaud/froid/ventilation/repos, en fonction des pertes d'eau nécessaires. Le système type pour un séchoir est montré figure 15.5. Le caisson de traitement d'air souffle en plafond, dans chaque angle longitudinal, dans des buses dirigeant le flux d'air vers le sol. L'intensité de ce flux est alternée 90/10 et 10/90 par exemple avec un système de volet tournant. L'air passe de bas en haut sur les produits en les « léchant » et est repris au centre du local en plafond dans une gaine munie d'orifices de reprise réglables.

Remarque

Pour des grandes usines de fabrication, la production de froid est centralisée et les fluides distribués vers chaque cellule équipée de son propre caisson de ventilation et de son propre module de programmation.

15.14 Procédés divers de refroidissement

Au § 15.4 sont évoqués trois systèmes de refroidissement rapide pour les carcasses de porc après abattage. Nombreux autres systèmes sont utilisés pour assurer un refroidissement rapide des denrées afin de permettre leur conservation. Ils dépendent du type de produits.

L'air est souvent le vecteur de transmission du froid ; sa vitesse de passage sur les produits et sa température conditionnent les résultats. Le

local ou « cellule de refroidissement » est adapté aux produits et au flux d'air.

Mais le frigovecteur est parfois l'eau, un mélange air/eau ou encore un fluide à température négative si l'on veut congeler. Citons :

– le refroidissement à l'air humide vers 0,5 °C pour les salades ou les choux-fleurs par exemple (figure 15.6). Il s'agit d'utiliser de l'air le plus froid possible, à température positive, et d'éviter une déshydratation du produit. L'air est refroidi et saturé dans un appareil dans lequel de l'eau à température voisine de 0 °C (provenant d'un système à accumulation de glace) est pulvérisée ;

– le refroidissement par ruissellement/trempe dans l'eau pour fruits, tomates, etc. : « l'*hydrocooling* » ;

– le refroidissement dans des enceintes mises sous vide : « l'*vacuum-cooling* ». Une partie de l'eau contenue dans le produit ou sur le produit est sublimée, ce qui provoque le refroidissement ;

– la congélation par immersion dans du chlorure de sodium (crevettes, sardines...) ou de l'eau sucrée pour certains fruits.

Pour mémoire, citons également la lyophilisation, autre procédé de conservation par déshydratation totale sous vide avec piégeage de l'eau sur un « point froid ».

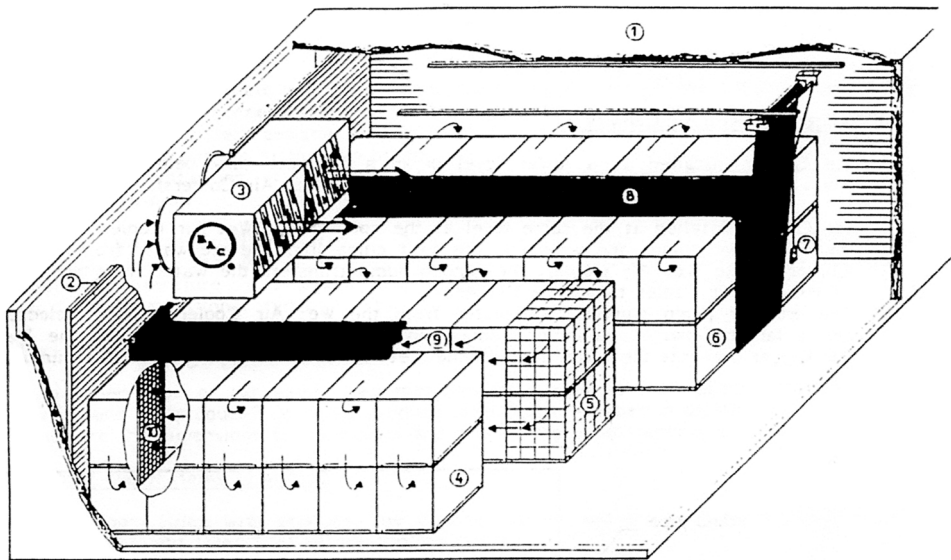


Figure 15.6 – Système de refroidissement humide (BALTIMORE)

1 : cellule ; 2 : mur de reprise ; 3 : refroidisseur d'air à ruissellement d'eau ;
4 à 7 : palettes de légumes ; 8 : rideau couvrant le passage ; 9 : couloir de passage d'air ;
10 : écran d'aspiration.

16.1 Généralités

Dans les conditions thermiques décrites plus haut il se produit du givre qui, malgré le pas d'ailette choisi, colmate progressivement les espaces entre les tubes et les ailettes, et s'oppose au transfert thermique également réduit par la baisse de la vitesse d'air due au colmatage. Le givre agit comme un isolant dont la résistance thermique est fonction des facteurs suivants :

- *température de formation* : plus elle est proche de 0 °C, plus le givre est dense et s'apparente à de la glace, plus elle est basse, plus le givre est pulvérulent ;
- *coefficient de film entre l'air et l'ailette* : plus sa valeur est élevée, plus la masse volumique du givre croît ;
- *temps de fonctionnement* : plus le temps de fonctionnement s'allonge, plus la masse volumique du givre a tendance à s'accroître.

L'efficacité de la batterie à ailettes est réduite, sa puissance frigorifique diminue, et l'écart de température air/frigorigène augmente.

Si la pression d'évaporation est maintenue constante, la température de la source froide remonte ; inversement si la pression d'évaporation n'est pas fixée, elle se met à diminuer et avec elle le coefficient de performance du groupe frigorifique : il faut supprimer le givre.

Cette opération se répétera autant de fois qu'il le faudra, de quatre à six fois par jour ou simplement une fois par semaine selon l'importance du pas des ailettes, l'équipement de la chambre (sas ou rideaux d'air à l'entrée), la déshydratation des produits.

Notons que sur certains évaporateurs de tunnels de surgélation (Frigoscandia, John Bean), un système retardeur de dégivrage peut être installé en option, qui consiste en un soufflage d'air comprimé sur la batterie.

16.1.1 Provenance du givre

L'origine du givre peut être :

- la respiration de certains produits ;
- l'ouverture des portes ;
- l'eau contenue dans les palettes en bois qui sont introduites en chambre froide après lavage ;
- la respiration du personnel ;
- les infiltrations diverses (accès convoyeur par exemple) ;
- l'eau contenue dans le produit.

16.1.2 Rendement thermique de dégivrage

Ce rendement est le rapport entre la quantité de chaleur Q_{eau} nécessaire pour réchauffer le givre, assurer sa fusion et réchauffer l'eau résultante, et la quantité de chaleur E_d apportée pendant le dégivrage :

$$\eta_t = Q_{\text{eau}}/E_d$$

Il est fonction de la technologie de l'évaporateur considéré et du mode de dégivrage. D'après un certain nombre d'expériences menées très récemment, on sait que ce rendement ne dépasse pas 70 % ; certains appareils ont même montré des rendements inférieurs à 20 %.

16.1.3 Rendement énergétique de dégivrage

L'opération complète de dégivrage comporte une dernière phase de retour aux conditions normales de marche, qui nécessite par conséquent un refroidissement de l'appareil après fusion de la glace, lequel entraîne une dépense énergétique supplémentaire.

Ce rendement est donc le rapport entre la quantité de chaleur Q_{eau} et la somme de la

quantité d'énergie électrique E_d dépensée au cours de la phase de réchauffage et de la quantité d'énergie électrique E_{fc} dépensée pendant la phase de production de froid de compensation :

$$\eta_E = Q_{\text{eau}} / (E_d + E_{fc})$$

Certains appareils ou systèmes ont un rendement énergétique atteignant 80 %. Pour d'autres, il est inférieur à 20 %.

16.2 Procédés de dégivrage

16.2.1 Dégivrage à l'air

Ce procédé peut être utilisé dans les chambres positives supérieures à + 2 °C ou sur des évaporateurs de pompes à chaleur. Il consiste simplement à arrêter la production frigorifique sur l'évaporateur ; l'appareil se dégivre seul par apport thermique externe de l'air en circulation naturelle ou forcée.

16.2.2 Dégivrage à l'eau

Ce procédé consiste à faire ruisseler de l'eau sur les batteries givrées ; il présente l'avantage d'opérer également une action mécanique sur les manchons de glace qui se trouvent entraînés par l'écoulement de l'eau. Il est toujours utilisé, mais assez souvent combiné à un autre procédé et uniquement sur certaines applications (par exemple tunnels de congélation avec gros évaporateur unique ou stockage de fruits).

16.2.3 Dégivrage électrique

Ce procédé consiste à apporter de la chaleur au givre, au moyen de résistances électriques placées soit à l'extérieur des tubes à ailettes, soit directement à l'intérieur de certains tubes ou fourreaux. La position de ces résistances est importante et définie par expérience ; la densité de chauffage est plus importante vers le bas de la batterie.

Une variante intéressante dite « électrique à air chaud » consiste à faire circuler sur la batterie à dégivrer de l'air réchauffé par des résistances

électriques situées en dehors de la batterie. Dans ce cas, l'ensemble batterie/résistance/ventilateurs est dans un caisson. (Voir évaporateurs refroidisseurs d'air spéciaux CTA figure 12.62.)

Pour les refroidisseurs d'air alimentés au frigoporteur, un réchauffeur électrique local réchauffe le frigoporteur. Ce type de dégivrage interne est plus efficace et limite le réchauffement total d'autant plus qu'il est localisé.

16.2.4 Dégivrage par inversion du cycle

Ce système est surtout utilisé sur les PAC domestiques et sur les groupes constitués d'un condenseur et d'un évaporateur à ailettes : par inversion du cycle, le condenseur devient évaporateur et capte de la chaleur au milieu extérieur pour qu'elle soit transférée vers l'évaporateur qui joue alors le rôle de condenseur. L'apport thermique par l'intérieur entraîne la fonte du givre.

16.2.5 Dégivrage par gaz chaud

Ce système s'apparente au précédent, cependant le gaz chaud provient directement de la station de condensation dont il est dérivé ; d'autres évaporateurs sont maintenus en fonctionnement, soit par la régulation, soit par marche forcée, afin d'assurer la fourniture des gaz.

16.3 Initialisation

Afin d'optimiser l'efficacité des refroidisseurs d'air et celle du dégivrage, il est intéressant de pouvoir déclencher la mise en dégivrage de façon rigoureuse.

Aujourd'hui, on utilise dans la quasi-totalité des cas un système d'horloge avec programmation d'une fréquence journalière qui est fonction :

- de l'application ;
- de l'exploitation ;
- de l'expérience ;
- de la température.

Exemple

- De 4 à 6 fois par jour pour un meuble de vente surgelés.
- De 3 à 4 fois par jour pour un meuble de vente frais.
- De 2 à 3 fois par jour pour une chambre froide négative de petit volume.
- Jusqu'à 1 à 2 fois par semaine pour des évaporateurs de grandes chambres négatives équipées de sas, et des refroidisseurs d'air avec pas d'ailettes élevés (10 mm environ) et équipés de volets.

Pour améliorer la gestion du dégivrage il est souhaitable de la lier, pour des applications chambres froides, au temps de fonctionnement en mode réfrigération.

Différents systèmes ont été essayés pour initialiser le départ du dégivrage sans toutefois donner de résultats convaincants :

- mesure de l'épaisseur du givre par sonde à conductivité ;
- mesure de l'épaisseur du givre par rayon lumineux ;
- mesure de la perte de charge sur le circuit d'air.

16.4 Arrêt

La méthode la plus utilisée est l'arrêt de la fonction dégivrage après un temps pré-réglé selon les mêmes références que pour l'initialisation.

Lorsqu'il s'agit de refroidisseurs d'air pour températures négatives, on utilise un thermostat de fin de dégivrage dont l'emplacement n'est pas toujours facile à trouver compte tenu des positions des évaporateurs dans les locaux (près ou au-dessus des portes), du type d'alimentation (détendeur thermostatique ou pompes de recirculation), du mode de dégivrage (électrique incorporé, gaz chauds, air chaud ventilé).

En dégivrage électrique, il est nécessaire de contrôler le fonctionnement des résistances par un thermostat ou sonde limite pour éviter un échauffement excessif de l'air, la dispersion de l'humidité, le risque de feu.

Cette sonde sur l'air est réglée vers + 12/ + 15 °C. Dans certains équipements de tunnel de congélation ou de chambre de stockage de surgelés, des essais ont été faits avec des ampoules de mercure (ampoule Bonnet) qui fermaient un

contact lorsque le mercure était redevenu liquide. Ce dispositif est très peu utilisé actuellement.

16.5 Réduction des entrées d'air

Le givre provient essentiellement d'entrées d'air lors des ouvertures de porte.

La formule suivante permet de définir précisément les flux d'air par les portes ou autres ouvertures de manutention :

$$Q = [8 + [0,067(T_e - T_a)]]z_p\rho_a$$

$$HL\sqrt{H\left(1 - \frac{\rho_e}{\rho_a}\right)}(h_e - h_a)C$$

où T_e et T_a sont les températures extérieure et intérieure, ρ_e et ρ_a les masses volumiques correspondantes, h_e et h_a les enthalpies, H et L les dimensions de la porte, z_p le temps d'ouverture des portes (en min/h) et C un coefficient fonction de la présence de rideaux d'air ($C = 1$ en l'absence de rideau d'air et $C = 0,25$ en présence d'un rideau d'air efficace).

En effet, en dehors de la quantité de vapeur d'eau qui va se déposer en priorité sur les refroidisseurs d'air mais aussi sur des parties froides telles que plafond, racks..., ces renouvellements d'air amènent une quantité de chaleur importante qui dans certains cas constitue une des parties importantes du bilan (par exemple pour une plate-forme logistique).

Il est donc primordial de limiter les mouvements d'air vers les zones plus froides. Ces mouvements sont fonction des tensions de la vapeur d'eau et sont donc liés aux températures.

Différents dispositifs peuvent être utilisés :

- rideau à lanières souples ;
- sas ;
- portes à ouverture/fermeture automatique ;
- portes à ouverture rapide doublant les portes isothermes plus lourdes, dans le cas d'entre-pôt négatif ;
- rideaux d'air à simple flux ou à triple rideau (figure 16.1) ;

– systèmes de dessiccation (figure 16.2) permettant de déshydrater l'air des sas ou quais ; dispositif à adsorption avec régénération par air chaud.

Une variante consiste à maintenir par circuit d'air déshydraté en surpression un local (par exemple tunnel de surgélation en continu) présentant des ouvertures permanentes de petites sections pour permettre le

passage de convoyeurs avec de l'air déshydraté, ce qui supprime les entrées d'air.

La fréquence de dégivrage peut être seulement d'une opération par semaine.

Dans des applications identiques, un constructeur de surgélateurs a équipé ses batteries de retardateurs de givre (rampe sur laquelle se déplace un jet d'air comprimé soufflant le givre).

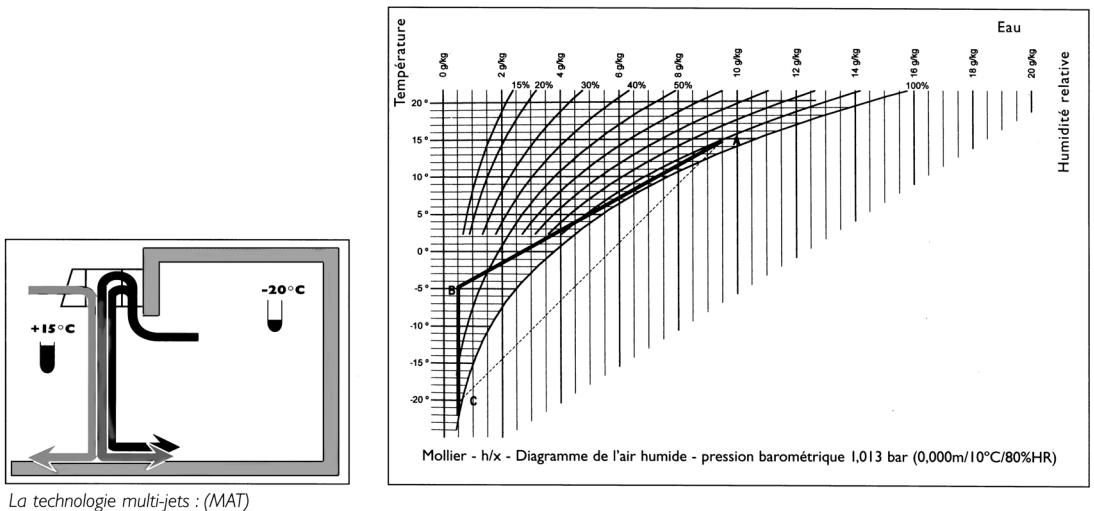


Figure 16.1 – Séparateur climatique pour chambre froide négative (Biddle).

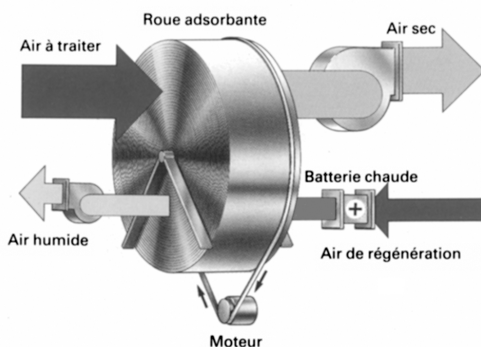


Figure 16.2 – Principe de fonctionnement de la roue adsorbante (Munters).

La distribution du froid produit par une machine frigorifique peut s'effectuer soit au moyen de la distribution directe du frigorigène dans les récepteurs : on est alors dans le cas de la détente directe ou de la recirculation par pompes, soit par l'utilisation d'un fluide, le frigoporteur, dont le seul rôle est de transporter le froid entre son lieu de production (la salle des machines) et son ou ses lieux d'utilisation (chambres froides, process...). Dans le premier cas, du frigorigène (HFC, NH_3 ...) liquide, vapeur ou diphasique circule dans toute les canalisations de l'installation, ce qui explique les quantités souvent très importantes de frigorigène utilisées (de 2 kg de fluide par kW frigorifique pour les systèmes à détente directe jusqu'à une dizaine de kg par kW pour les systèmes à bouteille et recirculation). Dans le second cas, les tuyaux sont remplis d'un frigoporteur dont les effets sur l'environnement (potentiel de réchauffement climatique), la toxicité, l'inflammabilité et les coûts peuvent présenter des caractéristiques extrêmement intéressantes.

Ainsi, la nécessité de réduire les charges de fluide frigorigène et de les confiner au maximum conduit à envisager la mise en œuvre de la technologie des frigoporteurs dès lors que son utilisation est techniquement possible, et énergétiquement et économiquement intéressante : opter pour la solution frigoporteur doit s'appuyer sur une analyse des contraintes et des besoins propres à l'application étudiée.

17.1 Avantages et inconvénients des frigoporteurs

Sans prétendre à l'exhaustivité, les éléments ci-dessous sont à prendre en considération pour justifier ou non de l'utilisation de frigoporteurs.

17.1.1 Avantages

- Les systèmes de distribution de froid par frigoporteurs sont plus simples à réaliser dès lors qu'il y a plusieurs postes utilisateurs : les pressions de service sont inférieures, les problèmes d'étanchéité plus faciles à résoudre.
- L'évolution des boucles de distribution sont plus faciles à gérer (ajout ou suppression de postes utilisateurs).
- La machine frigorifique primaire est plus facile à gérer, à régler et à optimiser (meilleures performances énergétiques). Elle peut être plus compacte (moins de frigorigène), montée en usine (meilleure étanchéité) et livrée sous forme de groupe autonome (skid), ce qui simplifie son montage, son installation sur le site et sa maintenance.
- Le fluide reste confiné dans la salle des machines et les circuits de frigorigène restent plus faciles à contrôler (contrôle des fuites). La maintenance est simplifiée, et un éventuel changement de fluide frigorigène est plus aisé que dans le cas de la détente directe.
- Dans certains cas, l'utilisation de moindres quantités de frigorigène peut permettre d'alléger voire de s'affranchir de certaines contraintes réglementaires sur l'utilisation de

fluides dangereux (NH_3 et réglementation sur les installations classées au titre de la protection de l'environnement).

- Les échangeurs des unités terminales d'utilisation de froid ont en général une meilleure efficacité et un givrage plus uniforme que lors de l'usage des évaporateurs classiques « à surchauffe » du refroidissement direct. Les dégivrages sont plus faciles à réaliser.
- Possibilité de stocker du froid, soit sous forme sensible, soit ce qui est préférable, sous forme latente (voir plus bas).

17.1.2 Inconvénients

- La présence d'un échangeur supplémentaire entraîne un pincement supplémentaire et une baisse de la température d'évaporation de la machine frigorifique de l'ordre de 3 à 8 K (à limiter dans la pratique à 3 à 5 K), ce qui induit des consommations énergétiques de 6 à 15% par rapport à une machine à détente directe correctement réglée. La perte peut être réduite de 3 % à 10 % si l'on tient compte des pertes de charge du système à détente (1 à 2 °C minimum), de l'amélioration des performances des échangeurs terminaux, et d'un écart limité à 3/5 K.
- Dans le cas des frigoporteurs monophasiques qui échangent de la chaleur sensible, (écart de température entre entrée et sortie de frigoporteur de l'ordre de 3 à 6 K) une réduction de la température d'évaporation supplémentaire est nécessaire, ce qui va dans le sens d'une dégradation supplémentaire des performances énergétiques du système. L'utilisation de frigoporteurs diphasiques ne présente pas cet inconvénient comme on le verra plus loin.
- La présence d'une ou plusieurs pompes à frigoporteur grève également la consommation énergétique des systèmes à frigoporteurs (de 1 à 5 % de la puissance frigorifique). Les pompes introduisent une double perte : puissance absorbée par la pompe et réchauffement du frigoporteur nécessitant une compensation par la puissance du compresseur.

- La taille plus importante des tuyauteries de distribution, la présence d'un échangeur intermédiaire et les pompes de circulation expliquent un coût d'investissement plus élevé (de 10 à 20 %) que pour les machines à détente directe.
- Corollairement, la taille et le poids des composants peuvent poser des problèmes d'encombrement en salle des machines et de résistance des charpentes et points de fixation.
- Dans certains cas, les problèmes de corrosion demandent une attention particulière.
- Bien que certains frigoporteurs soient mieux adaptés que d'autres aux basses températures, la relation très forte entre niveau de température et dégradation des performances de l'installation rend difficilement envisageables l'utilisation de cette technologie à basse température.

L'apparition des frigoporteurs diphasiques liquide/vapeur (par exemple CO_2) ou liquide solide (glace liquide ou coulis de glace) présente deux avantages qui pourraient amener au développement de la technologie des frigoporteurs (réfrigération indirecte) :

- Suppression du ΔT entrée/sortie échangeur et donc possibilité de remonter la température d'évaporation du système frigorifique d'autant, ce qui est intéressant au niveau énergétique.

Remarque

Pour la glace liquide, ce ΔT n'est pas strictement nul, et sa valeur (quelques dixième de degrés) dépend de la concentration en soluté et de la température : voir plus loin.

- Possibilité de réduction importante des débits de frigoporteur grâce à l'utilisation de chaleur latente d'évaporation pour les liquide/vapeur (ex : 307 kJ.kg⁻¹ pour le CO_2 à - 32 °C) ou de chaleur latente de fusion pour les coulis de glace (100 kJ.kg⁻¹ pour un coulis à 30 % de glace), valeurs à comparer aux 14 kJ.kg⁻¹ pour un frigoporteur monophasique de type Eau + 30 % d'éthylène glycol pour un ΔT de 4 K.

17.2 Les frigoporteurs monophasiques liquides

On peut distinguer deux grandes familles de frigoporteurs monophasiques liquides :

- les solutions aqueuses constituées d'un mélange d'eau et de soluté dont la concentration définit le point de congélation commençante du mélange (« degré de protection » du mélange). Ces solutés peuvent être :
 - des solutés organiques, c'est-à-dire composés de chaînes carbonées, d'hydrogène et d'oxygène : méthanol, éthanol, propanol, glycerol, éthylène glycol, propylène glycol,
 - des solutés inorganiques : NaCl, CaCl₂, KCl, KFo, NH₃, etc. ;
- les liquides purs, principalement des liquides organiques tels que l'acétone, le limonène, les terpènes, le pentane, l'hexane, (températures de cristallisation de -90 à -160 °C), les HydroFluoroEthers (HFE, -135 °C) et les huiles silicones (de -60 °C à -100 °C environ). Certains fournisseurs proposent des mélanges de fluides purs dont la composition est adaptée à la température d'application recherchée. Enfin, il convient de ne pas oublier l'eau glacée, frigoporteur par excel-

lence, mais réservée à des applications positives.

Les frigoporteurs de la famille de liquides purs s'utilisent en l'état dans la boucle de distribution de froid. Leurs caractéristiques thermophysiques (masse volumique, capacité thermique massique, conductivité thermique, viscosité) ne dépendent que de la température.

Les frigoporteurs de la famille des solutions aqueuses s'utilisent plus ou moins diluées dans la boucle de distribution. Cette dilution dépend de la température d'utilisation du frigoporteur et du « degré de protection » souhaité : plus la température de fonctionnement de la boucle est basse, plus la concentration en soluté sera élevée (voir figure 17.1). Fréquemment, les fournisseurs proposent des fluides prédosés, utilisables en l'état dans la boucle de distribution. Cette formule présente l'avantage de ne pas avoir de dosage à faire sur le site, mais surtout de contenir des additifs (anticorrosion, anti mousse, anti bactérien...) parfaitement adaptés au dosage initial. Dans ce cas, un éventuel complément de charge en frigoporteurs devra être fait avec le produit initial (éviter le complément à l'eau de ville).

Les tableaux 17.1 et 17.2 donnent quelques caractéristiques essentielles de frigoporteurs courants.

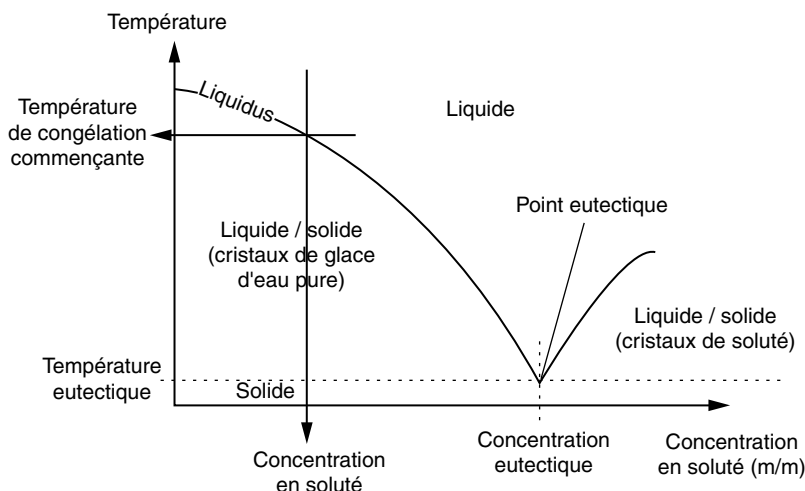


Figure 17.1 – Diagramme des phases d'un mélange eau/soluté.

Tableau 17.1 – Caractéristiques de quelques solutions aqueuses.

Nom	Symbole	Concentration en % masse pour un point de congélation de		Point eutectique	
		– 15 °C	– 30 °C	Temp. (°C)	Conc. (% masse)
Ethylène glycol	EG	30,5	45,4		
Propylène glycol	PG		33	48	
Ethanol	EA	24,5	40,9		
Methanol	MA	20	33,6		
Glycérol	GL	39,5	56		
Ammoniac	NH ₃	10,8	17,7	– 100	33
Carbonate de potassium	K ₂ CO ₃	27	36,6	– 37,5	40
Chlorure de calcium	CaCl ₂	17,9	25,4	– 50	30,5
Chlorure de magnésium	MgCl ₂	14	20,5	– 33	21,8
Chlorure de sodium	NaCl	18,8	–	– 21	23,4
Acétate de potassium	KAc	24	34	Inf. à – 50	45
Formiate de potassium	KFo	24	36,8	Inf. à – 50	48

Remarque

Le lecteur trouvera une série de renseignements très complets sur les frigoporteurs dans deux excellentes références :

Les réfrigérants secondaires, de Ake melinder, édité en 1997 par l'Institut international du froid ;

Guide technique pour le refroidissement indirect, édité en 2005 par l'Association française du froid.

Pour choisir un frigoporteur, les éléments physiques permettent d'optimiser le choix, par exemple :

- capacité thermique massique :
 - conditionne l'échange thermique ;
 - conditionne le débit sachant que la masse volumique a aussi un impact, mais moins important ;
- viscosité : conditionne l'échange thermique, la perte de charge dans les échangeurs et les tuyauteries ;
- concentration : conditionne le coût, fait varier les caractéristiques physiques.

Il est de plus indispensable de prendre en compte :

- les contraintes réglementaires, par exemple celles propres aux établissements recevant du public ;
- les contraintes de confinement, rétention en cas de fuite pour éviter les problèmes de pollution des eaux ou du sol (dégradabilité, écototoxicité) ;
- les caractéristiques de sécurité : inflammabilité, danger pour l'homme (contact, ingestion, inhalation), conditions d'emploi, de stockage, de transport ;
- les propriétés électromagnétiques et chimiques : corrosion, compatibilité des matériaux et des produits, pH, comportement avec l'eau, vieillissement ;
- les pressions en fonctionnement et à l'arrêt ;
- les dangers pour les produits alimentaires en contact direct ou indirect.

Remarque

Chaque produit fait l'objet d'une fiche où l'essentiel des renseignements est communiqué.

Tableau 17.2 – Caractéristiques essentielles de quelques fluides frigoporteurs.

Frigoporteur	% en masse	Temp. de congélation (°C)	C_p (kJ/kg.K)	Viscosité (mPas)	ρ (kg/m ³)	λ (W/m.K)
Eau (0 °C)	–	0	4,219	1,77	1002	0,57
KAc (– 10 °C)	0,24	– 15	3,36	4,92	1133	0,478
KAc (– 30 °C)	0,37	– 35	2,95	25,71	1213	0,425
EA (– 10 °C)	0,24	– 15	4,28	10,66	975	0,417
EA (– 30 °C)	0,47	– 35	3,60	45,50	954	0,315
PG (– 10 °C)	0,33	– 15	3,86	14,62	1038	0,408
PG (– 30 °C)	0,51	– 35	3,44	250,30	1064	0,332
EG (– 10 °C)	0,31	– 15	3,64	6,69	1048	0,435
EG (– 30 °C)	0,49	– 35	3,06	40,27	1084	0,361
CaCl ₂ (– 10 °C)	0,18	– 15	3,15	3,94	1167	0,532
CaCl ₂ (– 30 °C)	0,27	– 35	2,75	14,00	1269	0,495
Baysilone (– 10 °C)	Pur	– 130	1,65	4	910	0,12
Baysilone (– 30 °C)	Pur	– 130	1,62	6	940	0,13
Sylltherm (– 10 °C)	Pur	– 111	1,573	2,5	871	0,108
Sylltherm (– 30 °C)	Pur	– 111	1,521	3,79	888	0,109
Marlo P2 (– 10 °C)	Pur	– 40	2,01	11	820	0,123
Marlo P2 (– 30 °C)	Pur	– 40	1,93	52	835	0,126
Marlo P1 (– 10 °C)	Pur	– 40	2,035	3,2	786	0,13
Marlo P1 (– 30 °C)	Pur	– 40	1,97	6,4	800	0,135
Novagel (– 10 °C)	Pur	– 63	2,97	10	1 248	0,46
Novagel (– 30 °C)	Pur	– 63	2,95	30	1 257	0,46
Ucar (– 10 °C)	32,5	– 16	3,76	6	1 060	0,36
Ucar (– 30 °C)	52	– 35	3,26	50	1 100	0,31

17.3 Frigoporteurs liquide/vapeur

Il pourrait s'agir de fluides frigorigènes utilisés en frigoporteur, ce qui a été parfois le cas (par exemple R-12), mais la nécessité de réduire les charges ne va plus dans ce sens d'autant que le R-12 ou son équivalent HFC, le R-134a, nécessitent des tuyauteries de retour (vapeur) de grande section donc des charges importantes.

Le CO₂ présente un intérêt particulier en dehors des applications en fluide frigorigène. Rappelons quelques-unes de ses caractéristiques essentielles :

- température critique + 31 °C ; pression 74 bar ;
- pression élevée ;
- GWP = 1 kg eq.CO₂/kg ;
- chimiquement neutre ;
- alimentaire (il est utilisé pour la surgélation directe par exemple) ;
- plus lourd que l'air à l'état vapeur ;

- ininflammable (utilisé en extincteur) ;
- non corrosif ;
- bon marché ;
- chaleur latente de vaporisation élevée (5 à 8 fois celle du R-22 ou du NH_3) ;
- point triple $-56,6\text{ }^\circ\text{C}$;
- dangereux à partir d'une concentration de 7 à 8 % (substitution à l'oxygène de l'air).

Utilisé depuis le XIX^e siècle comme fluide frigorigène, il est devenu moins populaire avec l'apparition des CFC et HCFC jugés plus sûrs et plus simples d'utilisation (pression basse).

Il est utilisable en frigoporteur en moyenne et basse température à $-10\text{ }^\circ\text{C}$ (26 bar) et à $-35\text{ }^\circ\text{C}$ (12 bar).

On l'utilise dans un circuit frigoporteur en le vaporisant puis en reliquéfiant les vapeurs avec recirculation par pompe (taux 2 à 3 environ). Sa chaleur latente de vaporisation à $-32\text{ }^\circ\text{C}$ est de 307 kJ/kg .

Son volume massique liquide à $-32\text{ }^\circ\text{C}$ est de $0,92\text{ dm}^3/\text{kg}$. Son volume massique vapeur à $-32\text{ }^\circ\text{C}$ est de $0,029\text{ m}^3/\text{kg}$.

C'est surtout en phase vapeur que la réduction des tuyauteries est la plus importante.

La vaporisation de CO_2 sans changement de température entraînant une suppression de ΔT entrée/sortie conduit à la réduction des surfaces d'échange et à une remontée significativement intéressante de la température d'évaporation du fluide primaire servant à la recondensation des vapeurs de CO_2 . Cette remontée de température se traduit par une amélioration du COP et une diminution de la taille des compresseurs.

De plus, le CO_2 véhiculé par pompe hermétique est exempt d'huile, ce qui supprime les problèmes de présence et de retour d'huile, parfois critique à basse température, et améliorer le coefficient d'échange.

Nous donnons un schéma de principe des systèmes avec CO_2 frigoporteur (figure 17.2) à la différence des systèmes cascade CO_2 frigorifique (figure 17.3) dans lesquels le CO_2 est comprimé en cascade côté basse pression.

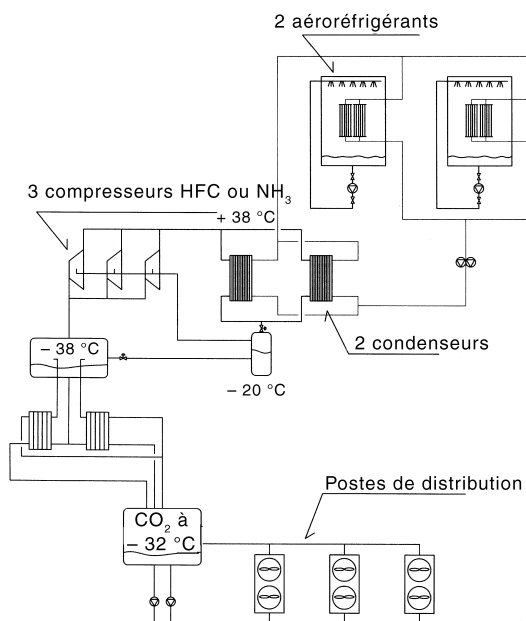


Figure 17.2 – Solution CO_2 frigoporteur.

17.4 Frigoporteurs solide/liquide

Face aux nouvelles réglementations environnementales, l'industrie frigorifique doit mettre en œuvre des technologies peu consommatrices de fluide et énergétiquement performantes. Outre l'usage de fluides naturels, la réfrigération secondaire est une alternative réduisant

Tableau 17.3 – Comparaison du CO_2 pour une puissance frigorifique de 300 kW avec le R-404A, le NH_3 et le R-134a.

	CO_2	R-404A	NH_3	R-134a
Débit massique (kg/s)	0,98	1,55	0,22	1,36
Débit volumique liquide (dm^3/s)	0,9	1,23	0,32	0,97
Débit volumique vapeur (m^3/s)	0,028	0,163	0,22	0,34

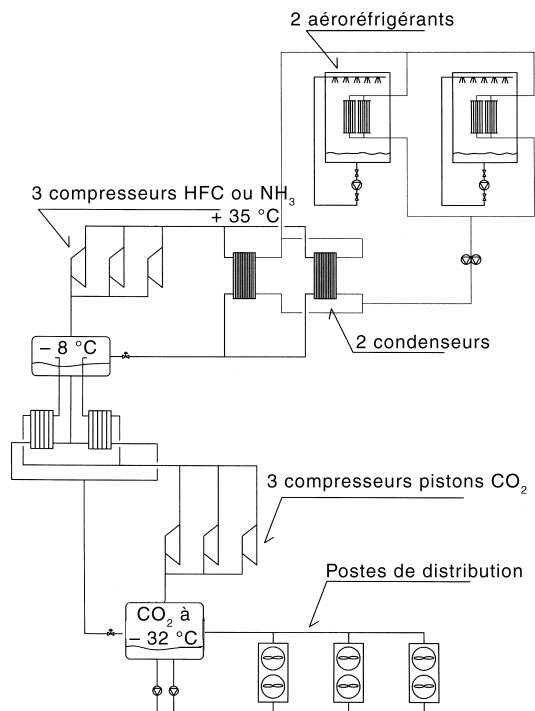


Figure 17.3 – Solution CO₂ frigorigène dans l'étage BT d'une cascade.

jusqu'à 90 % la quantité de fluide frigorigène contenue dans l'installation frigorifique. Cependant, cette réfrigération secondaire génère des pertes exergetiques liées à la présence d'un échangeur de chaleur supplémentaire ainsi qu'une pompe de circulation. Ces pertes peuvent être compensées par l'utilisation de fluides à haute efficacité énergétique tels que les coulis de glace. Aujourd'hui les connaissances développées sur le coulis de glace montrent que la technologie est performante lorsqu'elle est bien étudiée, bien réalisée et bien contrôlée.

17.4.1 Intérêt des coulis

Les intérêts de l'utilisation de la technologie des coulis de glace sont multiples :

- possibilités de stockage de froid, avec tous les avantages conséquents : réduction des puissances installées, réduction des puissances

souscrites, écrêtage des pointes, possibilité de fonctionnement de nuit dans des conditions de COP plus favorables, ouverture à l'utilisation d'énergies intermittentes, etc. ;

- en cas de distribution de coulis dans les circuits utilisateurs : meilleures performances thermiques (comparativement à un frigoporteur classique), possibilité de passer jusqu'à cinq fois plus de puissance dans un réseau installé, ou de diminuer les diamètres tuyaux du réseau de distribution d'un facteur 5 (cas des réseaux neufs) ;
- meilleurs COP attendus qu'avec les systèmes à frigoporteurs classiques grâce à l'exploitation de la chaleur latente du coulis i/o la chaleur sensible d'un monophasique. Des gains de minimum 5 K sur la température d'évaporation du système peuvent être attendus, conduisant à une réduction de la consommation énergétique de 10 % minimum ;
- au niveau technologique : fonctionnement stable des compresseurs (suppression d'éventuels courts cycles), marche à 100 % des machines supprimant les fuites des régimes à charge partielle, meilleure maîtrise du givrage/dégivrage grâce à une meilleure utilisation de la batterie froide (température uniforme), simplicité des réseaux de distribution (avantage aux circuits de type monotube), etc.

Les freins majeurs expliquant la faible diffusion actuelle des coulis dans les tissus industriels et commerciaux se situe au niveau de la fiabilité, du coût, des performances et des niveaux de puissances des générateurs actuels de coulis de glace. Les rapides progrès réalisés dans ce domaine laissent à présager d'un bel avenir pour cette technologie.

17.4.2 Les technologies de génération de coulis

Plusieurs technologies sont actuellement disponibles ou à l'état de recherches avancées.

■ Surfaces raclées (Sunwell, Mode, Ziegra, Flo-Ice...)

Elles sont assez largement dominantes (voir figure 17.4). La taille de l'unité de base de

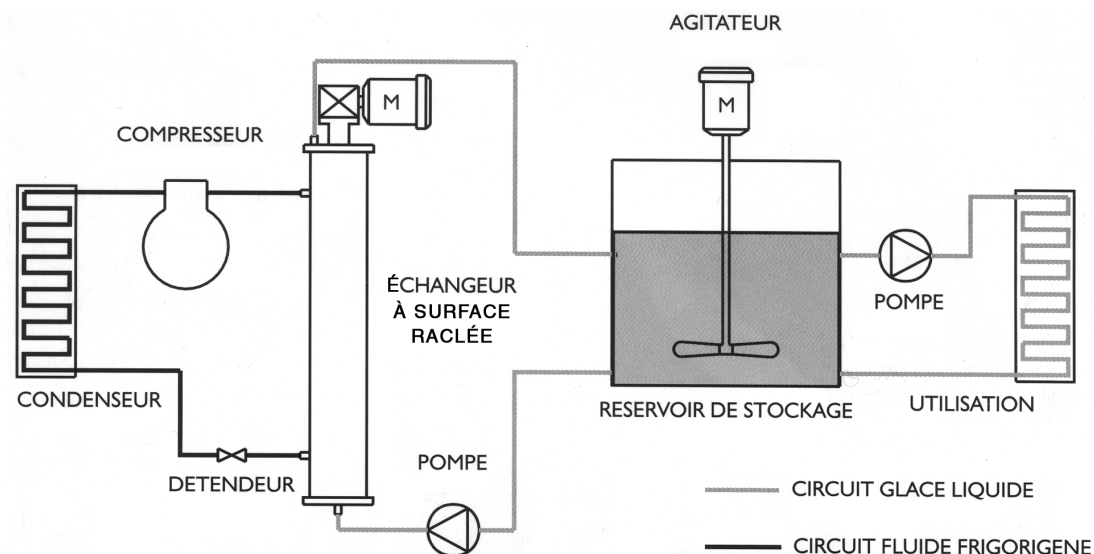


Figure 17.4 – Principe de production de glace liquide (Flo Ice Tech).

cette technologie reste limitée en raison des contraintes mécaniques associées: 1 à 2 mètres de longueur pour des diamètres de l'ordre de 0,4 mètres, conduisant à des capacités de l'ordre de 15 / 25 kW par unité de base soit environ 5 t/j de glace. La satisfaction des besoins frigorifiques s'obtient en multipliant les unités de base, ce qui ne va pas sans poser de problèmes d'encombrement, d'occupation au sol et d'investissement.

Les coûts estimés de ce type de générateur sont compris dans une assez large fourchette, allant de 250 à 600 €/kW⁻¹.

Bien qu'en constante amélioration, cette technologie reste cependant relativement fragile et sujette à l'usure et à la casse.

■ Générateurs IceGEN

Ils utilisent des plateaux circulaires interfacés par un système de raclage léger, quatre modules des puissances jusqu'à 400 kW.

■ Générateur à surface brossée

Une variante de la surface raclée est le générateur à surface brossée (HK-Réfrigération, figure 17.5). Plus fiable, plus compact et d'un coût d'investissement voisin (500 à 800 €/kW),

la part de marché (actuellement concentrée sur les cuisines collectives) de cette variante tend à s'accroître. Le module est de 100 kW environ.

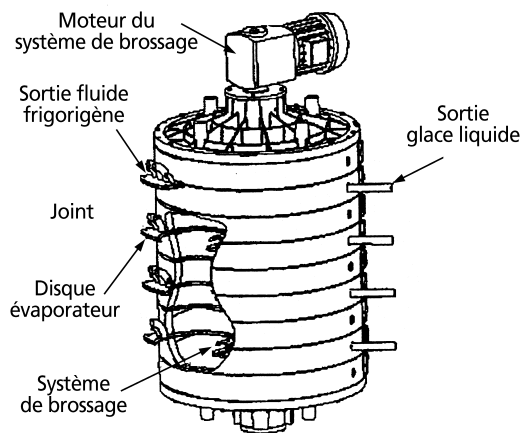


Figure 17.5 – Générateur de glace liquide à disques brossés (LGL/HK Refrigeration).

■ Autres variantes de la surface raclée

Des références de la variante « tiges orbitales » (Mueller) sont citées aux USA, en Europe et au

Japon (figure 17.6). Il s'agit d'un évaporateur multitubulaire vertical avec dans chaque tube une tige de raclage tournant orbitalement à l'intérieur du tube. Les modules vont de 50 à 400 kW.

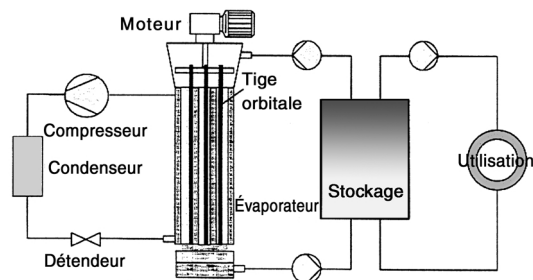


Figure 17.6 – Générateur pour glace liquide (MUELLER).

■ Hydro-scraping (brossage hydraulique)

La technologie de « l'hydro-scraping » (littéralement « brossage hydraulique ») est originale. Elle a été imaginée par M. Barth, président honoraire de l'AFF, et fait actuellement l'objet de développement de démonstrateur. Le principe consiste à givrer progressivement un échangeur (à plaques), à installer un deuxième échangeur qui est en fonctionnement lorsque le premier est en « dégivrage », et lorsque le ΔP aux bornes de l'échangeur

dépasse un certain seuil, à faire une courte inversion de cycle et à booster le débit de façon à décrocher la glace formée sur les parois de l'échangeur. Cette technique a l'avantage de n'utiliser que des composants classiques pour le frigoriste et de ne pas comporter de surcoût majeur par rapport à une installation à frigoporteur classique. L'analyse de ses performances énergétiques est en cours et les résultats seront à étudier de près. Elle présente le désavantage de travailler en permanence « sur le fil du rasoir », à la limite de la prise en glace de l'échangeur et des risques que cela peut comporter. Un soin particulier au pilotage du système sera à apporter. L'appareil est disponible au stade de démonstrateur.

■ Génération par état de surfusion

Une solution basée sur la surfusion d'un liquide est proposée par certains auteurs (figure 17.8). Une vingtaine de références ont vu le jour au Japon, pour des puissances installées de 800 à 4 000 kW. L'idée consiste à sous refroidir un liquide (un frigoporteur) jusqu'à $-1,5/-2\text{ °C}$, et à rompre la surfusion en sortie d'échangeur. Le taux de glace relativement faible en sortie ($2\text{ K} \times 4,18\text{ kJ.kg}^{-1}\text{.K}^{-1}/333\text{ kJ.kg}^{-1} = 2,5\%$) nécessite des taux de recirculations importants pour arriver aux fractions massiques usuelles de 30 %. La maîtrise de la

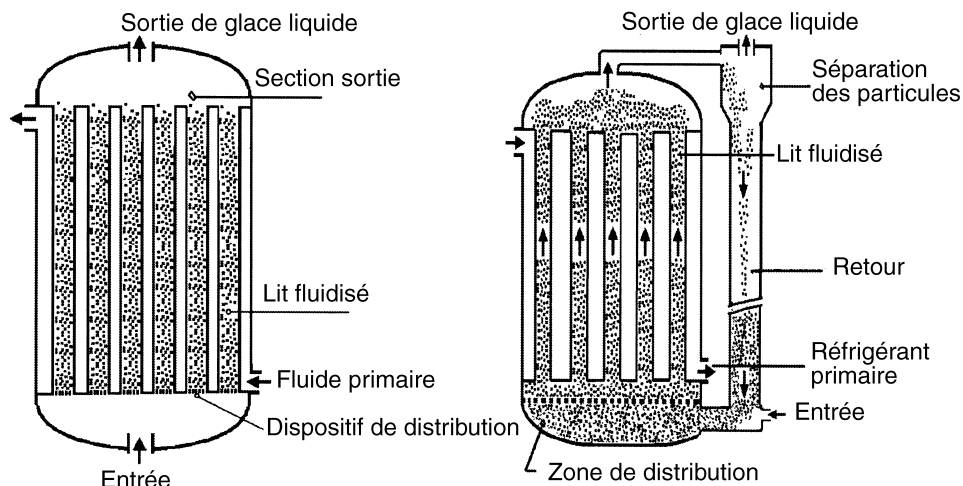


Figure 17.7 – Générateur de glace avec évaporateur à lit fluidisé (Université de Deft).

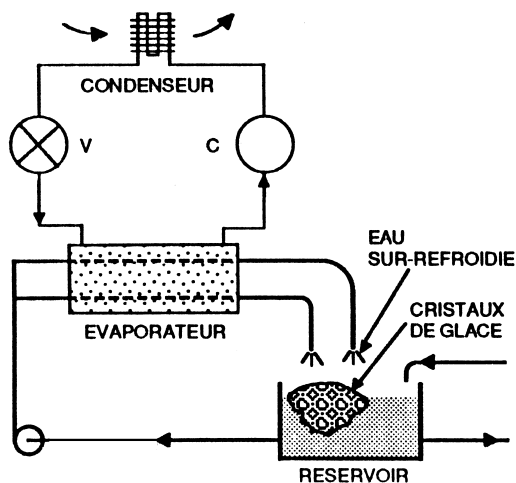


Figure 17.8 – Génération de glace liquide par surfusion.

surfusion reste toutefois relativement aléatoire par nature. Des applications récentes par MYCOM/MAYEKAWA ont été réalisées en laiteries et en refroidissement de crevettes, l'objectif étant de distribuer de l'eau à $+1\text{ }^{\circ}\text{C}$, eau produite à partir de cristaux de glace stockés.

■ Injection directe

La solution « injection directe » de frigorigène dans le frigoporteur a été étudiée par de nombreux laboratoires. Les résultats théoriques sont extrêmement intéressants : plus de pincement aux échangeurs, pas de pièces mobiles, formation de glace directement dans la masse du frigoporteur. Dans la pratique, le dégazage incomplet du mélange coulis/vapeurs de frigorigène et l'entraînement de vapeur d'eau au compresseur limitent l'intérêt de la technique. L'utilisation de compresseurs secs, voire de compresseurs thermiques pourraient redonner un intérêt à ce principe, dont la théorie est séduisante.

■ Génération par contact liquide

Une variante de cette injection directe consiste à mélanger un fluide froid (huile ou hydrocarbure lourd par exemple), non miscible au frigoporteur et de préférence plus dense (figure

17.9). La glace se forme dans le frigoporteur, et la décantation du mélange permet de récupérer le coulis d'un côté, et le fluide froid de l'autre. Les problèmes de décantation et de séparation des phases dans le temps limitent aujourd'hui l'application de cette technique. Le refroidissement du fluide intermédiaire, réalisé avec des refroidisseurs classiques, donc avec un ΔT , rend le procédé moins intéressant au niveau énergétique. Le principe n'a pas dépassé le stade de la démonstration de laboratoire.

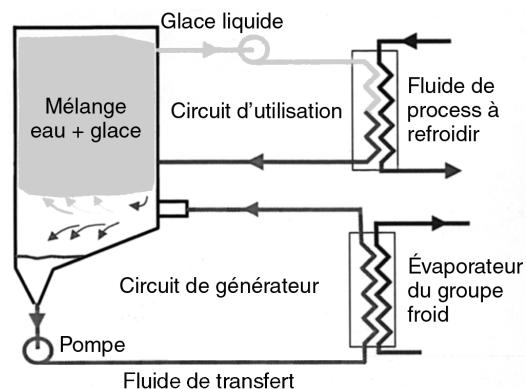


Figure 17.9 – Génération de glace liquide pour frigoporteur non miscible (iStorm et MC).

■ Génération de glace sous vide

Une solution intéressante consiste à utiliser la vaporisation d'eau sous vide pour générer du coulis de glace (figure 17.10). Ce principe de génération s'appuie sur la coexistence des phases vapeur, liquide et solide au point triple de l'eau ou du pseudo-point triple d'une solution aqueuse (soluté non volatil). Le tirage à un vide suffisamment poussé (610 Pa, soit 6,1 mbar pour de l'eau pure) provoque la vaporisation de l'eau, et la chaleur latente dégagée environ $-2\,500\text{ kJ.kg}^{-1}$ permet la formation de glace (333 kJ.kg^{-1}).

Au-dessus du point triple (donc au dessus de 610 Pa), ce principe est utilisé par les générateurs d'eau glacée sous vide. Ces systèmes sont utilisés pour de la climatisation de forte puissance. Quelques références existent (sociétés IDE et Integral), notamment en Afrique du Sud, en Allemagne et en Israël.

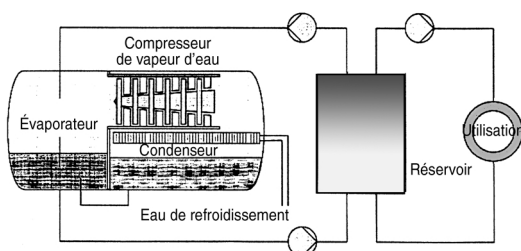


Figure 17.10 – Génération de glace liquide sous vide (Integral).

■ Génération de coulis dans un double tube

On peut également citer un procédé de génération de coulis dans un double tube, sans grattage, mais avec injection de gaz (air, oxygène, ozone) en contrôlant les paramètres de pression, température et débit développé par CRYTEC en Israël et appelé « *Bubble Slurry Ice Maker* », ou utilisant le principe « *volumetric crystallization by cooling* ». La génération des cristaux ne se fait pas sur la surface mais dans la masse.

■ Génération de glace en écailles

On peut aussi utiliser un générateur de glace en écailles (Généglace, Ziegra) pour produire des cristaux de glace en remontant la température d'évaporation et en augmentant la vitesse de rotation du système de raclage.

À signaler l'utilisation des cristaux en direct pour enneigement artificiel (Généglace, EPS), ou en mélange avec l'eau pour refroidissement. SKANGINN fabrique de la glace liquide en mélangeant après dosage dans un tank de mixage, de la glace écaillée humide produite sur des plaques à ruissellement avec de l'eau et du sel. Application dans le domaine du process.

17.4.3 Applications en réfrigération directe

En plus des avantages technologiques et énergétiques cités au § 17.4.1, l'utilisation de la technologie des coulis à base de soluté « alimentaires » (principalement NaCl) présente, pour certaines applications en agroalimentaire,

de nombreux avantages. Ces avantages s'appuient sur le constat que la densité des cristaux formés dans le générateur permet une concentration naturelle importante en haut d'un silo de stockage (figure 17.11). À partir de cette glace dense, il est possible de remplir directement des bacs ou de déconcentrer pour obtenir une pompabilité compatible avec une distribution de type « pistolet ».

En réfrigération directe de produits agroalimentaires, la fluidité de la glace liquide permet :

- une facilité de remplissage des containers ;
- un enrobage complet du produit ;
- une grande surface pour contact de refroidissement donc une réduction du temps de refroidissement qui se traduit par une amélioration de la qualité, un allongement du temps de conservation, une suppression de la déshydratation superficielle et une réduction de l'oxydation.

De plus, la glace est produite en circuit fermé, ce qui permet d'améliorer l'hygiène de production. Enfin, le contrôle de la température du mélange eau/glace et l'absence d'arêtes suppriment les blessures et brûlures de la peau et de la chair (poissons).

En conclusion, l'utilisation de glace liquide en refroidissement direct conduit à une amélioration de la qualité et à une réduction des pertes de produits.

17.4.4 Application en réfrigération indirecte

L'emploi de glace liquide produite à partir de mélanges eau + sel ou glycol entraîne :

- une réduction importante des coûts de canalisations et d'isolation ;
- une réduction des débits véhiculés donc de l'énergie de pompage ;
- une réduction du coût du frigoporteur ;
- une suppression du ΔT sur le frigoporteur entraînant une évaporation plus haute donc davantage d'efficacité énergétique et une réduction des surfaces d'échange ;
- une amélioration du coefficient de transfert ;
- une possibilité d'accumulation (par exemple un bac de 20 m³ à 50 % de phase solide représente 1 000 kW ; le même bac en acceptant un échauf-

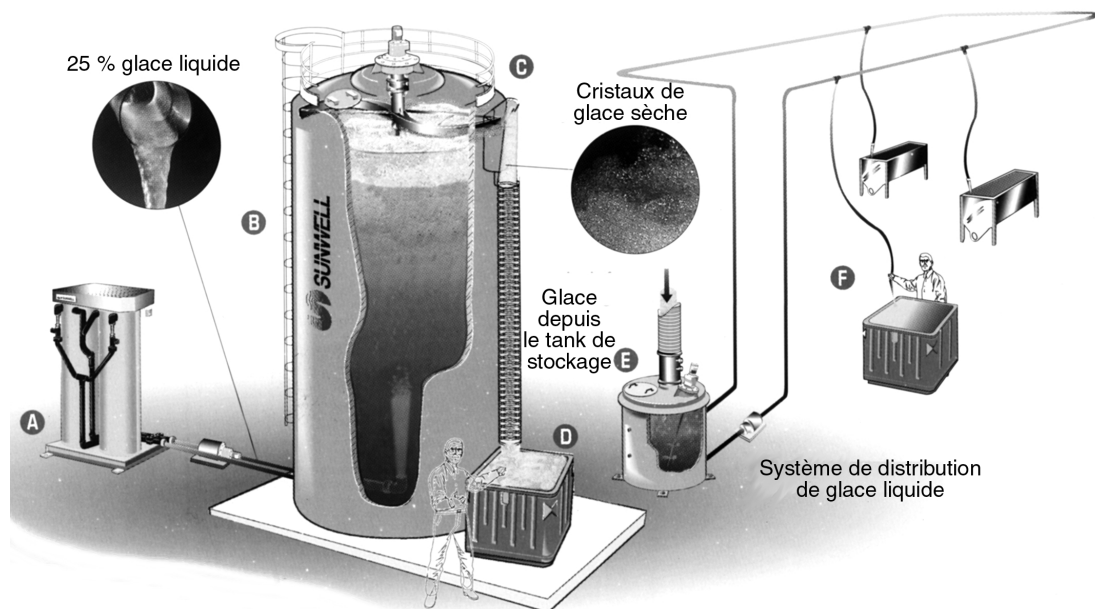


Figure 17.11 – Schéma de principe (Sunwell).

fement de 4 °C ne représente que 100 kW) ;
 – une réduction des dégivrages et une meilleure tenue des températures de conservation.

17.5 Accumulation de froid

Ce sujet fait l'objet de nombreuses études mais l'équation économique est rarement au rendez-vous à part pour quelques installations typiques (en laiteries par exemple).

Cela tient aux points suivants :

- l'accumulation est impossible en refroidissement direct ;
- avec les frigoporteurs liquides, la capacité d'accumulation est très limitée ; par exemple 10 m³ d'eau glycolée se réchauffant de 3 °C représente 32 kW et le coût du système entraîne un supplément d'environ 15 000 € ;
- l'impact sur le dimensionnement des compresseurs est faible ;
- le coût de l'énergie en France n'est pas favorable. En période de charge thermique importante (l'été en particulier), le prix en kWh est le plus bas.

Néanmoins, beaucoup de process présentent une courbe de charge favorable :

- climatisation (jour, nuit, week-end) ;
- super et hypermarchés (jour, nuit, week-end) ;
- traitement du lait ;
- refroidissement de légumes ;
- refroidissement de machines.

17.5.1 Systèmes d'accumulation

■ Glace sur des tubes immergés alimentés en NH₃

L'évaporateur de type noyé ou à détente directe pour les petites puissances frigorifiques, est constitué de tubes d'acier noir ou galvanisé (Ø 25 à 50 mm) immergés dans un bac rectangulaire sur lesquels se forme un manchon de glace de 10 à 40 mm.

L'eau est mise en circulation pour le « chargement » en glace ou pour la fusion par des agitateurs.

La température d'eau obtenue est de +0,5 à +1 °C.

Les capacités vont de 5 à 100 t/j (450 à 9 000 kWh).

Les agitateurs sont parfois remplacés par une injection d'air à la partie basse du bac (par exemple Baltimore, Ice Chiller) (figure 17.12). L'accumulation est programmée en heures de

nuit et contrôlée par des contrôleurs d'épaisseur. Pour des raisons de confinement et de réduction de charge, l'alimentation en frigoporteur est utilisée (souvent en rénovation de grands systèmes à NH_3). Compte tenu du ΔT sur le frigoporteur, la distribution doit être soigneusement étudiée. Par ailleurs, on rappelle que le pincement entre le fluide frigorigène et le frigoporteur introduit une baisse de performance de 5 à 8 %. Elle peut être partiellement compensée par des surfaces plus importantes tant sur l'échangeur primaire que sur le secondaire.

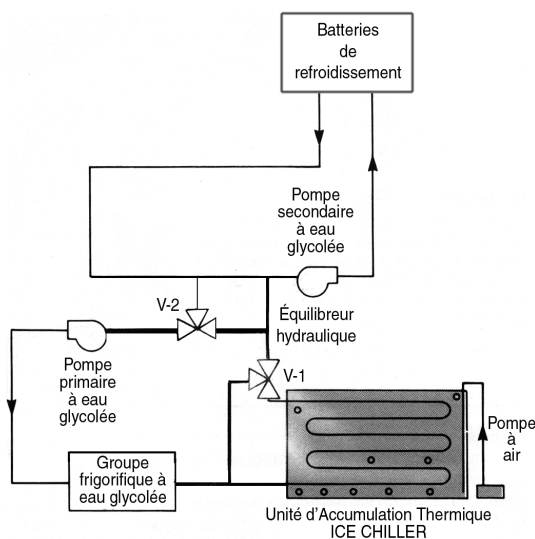


Figure 17.12 – Système d'accumulation de glace Ice Chiller (BAC).

■ Glace sur des plaques inox immergées

Il s'agit d'une variante des précédents mais, au lieu de faisceaux de tubes, on trouve des plaques en acier inoxydable mises en parallèle et raccordées à des collecteurs d'alimentation et de retour. Comme pour les systèmes à tubes, l'alimentation se fait en noyé ou en détente directe par le fluide frigorigène.

■ Glace sur des tubes en polyéthylène (FAFCO)

Des petits tubes de 8 mm de diamètre intérieur sont raccordés en « pendentifs » sur des collec-

teurs de même qualité placés à la partie supérieure.

La glace se constitue autour des tubes en un bloc compact par circulation d'eau glycolée, par exemple vers $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$.

La récupération de froid se fait par circulation de l'eau glycolée utilisée dans le process ou *via* un échangeur d'interface.

La température obtenue est de $+1,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ sur le primaire ou $+3\text{ }^{\circ}\text{C}$ sur le secondaire.

La fusion se faisant sur les parois des tubes, des « cheminées » se créent dans le bloc de glace, ce qui permet un bon échange tube/glace et glace/eau, et une surface libre de glace en reprise d'accumulation.

L'échange peut être accéléré par injection d'air ou par circulation d'eau dans le bac. Dans le cas où on utilise directement cette eau, sa température est voisine de $0\text{ }^{\circ}\text{C}$.

La forme et la flexibilité des tubes permettent d'utiliser tout type de bac et de reconvertir des réservoirs existants.

■ Glace sur plaques inox travaillant en ruissellement

Ce système a été utilisé à l'origine par Finsam pour la fabrication de glace en écailles et a été repris avec un objectif d'accumulation par Buco et Omega Engineering.

Les plaques mises en parallèle et alimentées en détente directe de fluide frigorigène (HFC) ou en recirculation par pompe (NH_3 ou HFC) sont surmontées d'un bac de distribution de l'eau qui ruisselle sur les deux faces, et enfermées dans un habillage qui évite les projections d'eau et isole le système du milieu extérieur.

La température d'évaporation est de -8 à $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$. Les plaques de glace (de 5 à 10 mm maximum) sont décollées périodiquement par injection de gaz chauds. La glace est fractionnée lors de sa chute sur une grille et tombe dans un réservoir d'eau.

Les capacités sont modulaires et les ensembles constitués réalisent des productions de 100 t/j. Ce type d'évaporation peut également être utilisé pour refroidir de l'eau en instantané à $+1\text{ }^{\circ}\text{C}$; dans ce cas la température d'évaporation est de $-3\text{ }^{\circ}\text{C}$.

■ Accumulation avec système eutectique

Des matériaux à changement de phase (PCM) liquide/solide sont utilisés pour disposer de chaleur latente. Le système Cristopia comporte des enveloppes cylindriques ($\varnothing$ 70 mm environ) renfermant un fluide eutectique adapté au niveau de température souhaité, emprisonnées dans un réservoir dont le volume dépendra de la capacité d'accumulation souhaitée (figure 17.13).

Le « chargement » et le « déchargement » se font par circulation de frigoporteur autour des sphères. Un phénomène de surfusion se produit en général dans les deux sens ; il entraîne un décalage défavorable de l'ordre de 1°C environ par rapport au point théorique de fusion/solidification.

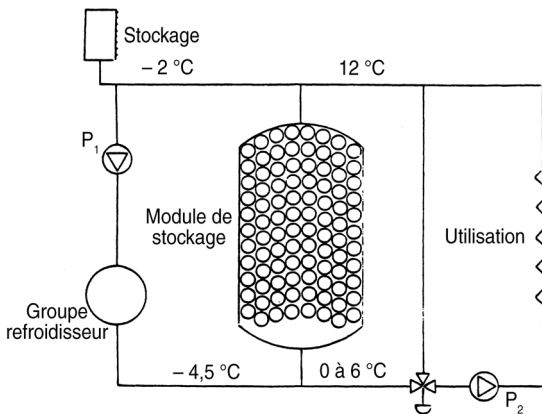


Figure 17.13 – Accumulation avec boules eutectiques (Cristopia).

■ Accumulation en cristaux de glace

Se reporter au § 17.4 sur la glace liquide ou sorbet.

Les cristaux produits par les différents systèmes décrits se décantent naturellement dans un stockage vertical en partie haute.

La concentration en solide peut selon le temps et la nature du frigoporteur dépasser 60 %.

Les températures obtenues vont de 0 à -25°C selon le mélange eau/additif.

Ce type d'accumulation permet de véhiculer ces cristaux en homogénéisant le mélange par agitation après déconcentration et donc de

transporter de la chaleur latente, ce qui n'était pas le cas des autres systèmes.

On peut donc réduire les diamètres des canalisations en fonction de la concentration en solide limitée à 25 % environ, pour limiter les pertes de charge et les risques de mauvaise circulation.

Citons, parmi les applications :

- conditionnement d'air : nombreuses réalisations au Japon et en Corée, mais aussi quelques réalisations en Chine, Royaume-Uni, États-Unis, Afrique du Sud, Allemagne, avec des systèmes à surfusion, tubes orbitaux, glace sous vide ;
- agroalimentaire : laiteries (Japon, États-Unis, Mexique, Autriche, Pays-Bas, Irlande, Israël), entreposage (Angleterre, Japon, Espagne), brasserie (États-Unis, Autriche) ;
- process (États-Unis, Suisse, Mexique, Espagne, Japon, Vietnam), cuisines centrales (France, Allemagne, Autriche), jus de fruits (États-Unis), légumes (États-Unis, Canada, Royaume-Uni), ferme (Mexique) ;
- industrie de la pêche dans le monde entier.

17.4.2 Situation actuelle

La problématique réside aujourd'hui dans la mise au point de générateurs de puissance moyenne 100 à 500 kW compétitifs en investissement.

De plus, l'intérêt du biphasique solide/liquide est l'accumulation, ce qui nécessite un investissement complémentaire qu'il est nécessaire de comparer à l'économie sur les compresseurs et l'énergie consommée.

Les coûts français de l'électricité (kWh en période chaude très bon marché) ne favorisent pas aujourd'hui les systèmes d'accumulation. Par contre, des limitations éventuelles sur les puissances électriques installées peuvent faire changer cette situation à l'avenir.

À noter que suite à un inventaire réalisé pour la 8^e conférence sur les coulis de glace et les matériaux à changement de phase, on dénombre près de 400 systèmes en refroidissement de poissons (à bord ou à terre) et près de 300 en conditionnement d'air, agroalimentaire et industrie. Ceci montre que malgré les problèmes évoqués, l'intérêt pour les coulis de glace est grand, et le potentiel important.

18.1 Nécessité et problèmes engendrés

L'huile assure plusieurs fonctions dans un compresseur, dont la principale est la lubrification des pièces en mouvement relatif. Elle assure deux autres fonctions essentielles : garantir l'étanchéité entre les côtés basse et haute pression, et refroidir les compresseurs à vis.

En toute rigueur il serait souhaitable que l'huile soit confinée dans le compresseur et dans le

refroidisseur d'huile. Or, les compresseurs à piston ou à vis, sont généralement lubrifiés et malgré les dispositifs de séparation d'huile qui leur sont associés, envoient dans le circuit des quantités d'huile dont l'importance dépend de nombreux facteurs (entre 200 et 5 ppm, parties par million en masse). Cette huile, suivant sa miscibilité avec le fluide frigorigène, va se stocker dans des appareils où la vitesse de circulation est faible (bouteille accumulatrice, refroidisseur intermédiaire, bouteille basse pression). Outre le fait que, en se déposant sur les parois des

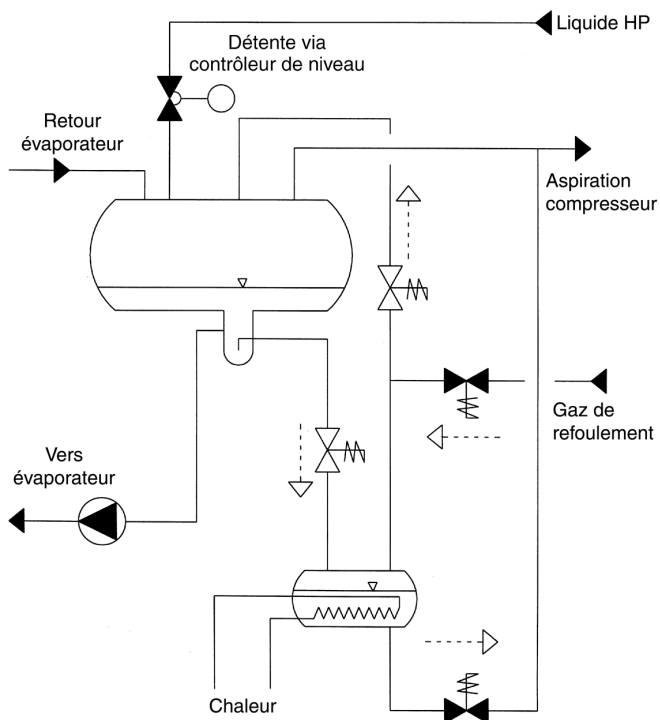


Figure 18.1 – Système de retour d'huile pour le NH_3 en flood.

échangeurs de chaleur, l'huile en réduit l'efficacité, elle finit par manquer dans le carter du compresseur et entraîne le désamorçage de la pompe à huile suivi de l'arrêt du compresseur par le pressostat de sécurité d'huile. Il faut donc dans *tous les cas* assurer le retour de l'huile vers le(s) compresseur(s) et de façon automatique.

18.1.1 Cas de l'ammoniac (figure 18.1)

L'ammoniac et l'huile habituellement utilisée ne sont pas miscibles. Leur mélange présente deux phases parfaitement séparées ; l'huile, plus lourde, se dépose au fond des capacités. Tant que la pression d'évaporation est supérieure à la pression atmosphérique, il est facile de purger l'huile au moyen d'un robinet spécial à contrepoids qui se referme seul s'il échappe à la main de l'homme de service surpris par une sortie intempestive d'ammoniac. Mais les purges vers l'extérieur sont de moins en moins acceptables.

Si la pression d'évaporation est inférieure à la pression atmosphérique, l'opération décrite ci-dessus n'est plus possible. On a alors recours à une petite capacité, dénommée *bouteillon de purge*, qui joue le rôle de sas entre la bouteille basse pression et l'atmosphère. Ce bouteillon est relié à la base de l'appareil à purger par une tuyauterie munie d'un robinet, par laquelle s'écoule en permanence le mélange huile/ammoniac, et complétée par une tuyauterie de dégazage. Le bouteillon renferme une résistance de chauffage, un robinet de purge, un niveau visible, une soupape de sûreté et un manomètre de contrôle. Pour le purger lorsqu'il renferme suffisamment d'huile, il suffit de fermer les liaisons avec la bouteille basse pression, de chauffer et de vidanger. Cette opération peut être automatisée par l'intermédiaire d'électrovannes, de sondes de température ou de niveau, et en se servant des gaz chauds pour pressuriser le pot de collecte.

18.1.2 Cas des fluides halogénés HCFC, HFC et CO₂

Les fluides halogénés et le CO₂ dissolvent les huiles dans des proportions très variables qui

dépendent de la nature des produits en présence, de la pression et de la température. Chaque problème doit donc être analysé avec soin.

Il y a souvent contradiction entre les besoins des constructeurs pour une bonne viscosité à haute température pour le compresseur et ceux de l'installateur qui souhaiterait de l'huile peu visqueuse à basse température pour la réintégrer facilement.

18.2 Miscibilité

La miscibilité définit le comportement de l'huile avec le fluide frigorigère liquide.

Le diagramme (figure 18.2) montre pour une huile de type minéral la zone de miscibilité (une seule phase) et la zone de séparation de phases ainsi que la zone de fonctionnement acceptable entre 0 et 5 % d'huile, limite au-delà de laquelle l'excès d'huile entraînerait une perte de performances des échangeurs et des accumulations locales.

La courbe de miscibilité dépend des types de fluides (huile et fluide frigorigère) et des températures.

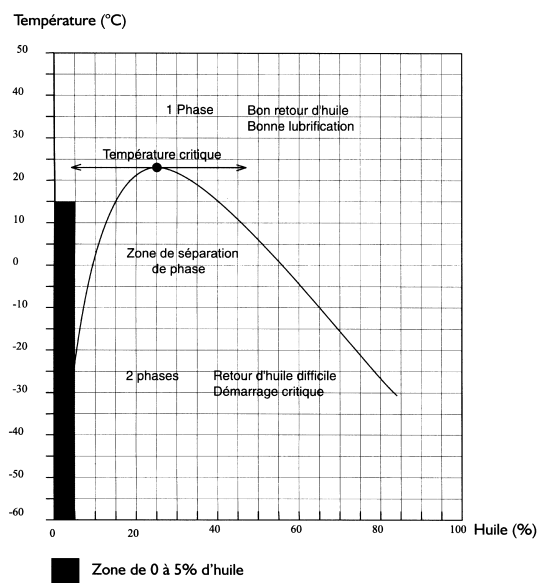


Figure 18.2 – Courbe de miscibilité huile/fluide frigorigère.

La connaissance de la miscibilité est importante pour les systèmes frigorifiques « noyés » et à recirculation par pompes puisqu'elle permettra, si l'on connaît d'une part la valeur de l'entraînement de l'huile après le séparateur et d'autre part la limite de miscibilité, de dimensionner le système de réintégration.

Débit de fluide à prélever pour réintégration de l'huile R :

$$R = (100/\ell) E m \text{ en kg/s de mélange}$$

avec E l'entraînement du compresseur (en ppm), m le débit masse refoulé par la compression (en kg/s), ℓ la limite de miscibilité (en %). Pour tout circuit frigorifique disposant d'un séparateur d'aspiration pour le frigorigène (bouteille MP, BP, économiseur, anti-coup de liquide...), il faut installer un système de réintégration d'huile automatique. Donc connaître le comportement du mélange huile/frigorigène et l'entraînement après le séparateur d'huile.

18.3 Solubilité et dissolution

Ces propriétés définissent le comportement de l'huile avec le fluide frigorigène gazeux.

Les facteurs influençant la dissolution sont la pression du fluide frigorigène et la température.

La figure 18.3 montre un abaque de solubilité pour différentes pressions et températures. Le type d'huile n'a pas d'influence notable.

La connaissance de la quantité de fluide frigorigène dissous dans l'huile permet de déterminer la viscosité de l'huile, ce qui est très important pour la lubrification et la nécessité de refroidir l'huile pour augmenter sa viscosité avant l'injection dans les compresseurs hélicoïdaux. Pour les machines à vis, l'huile étant dans le séparateur à la haute pression, la dissolution d'huile est importante (15 à 25 %), alors que, dans le carter d'un compresseur à pistons qui lui est à la basse pression, elle n'est que de 3 à 5 %.

18.4 Réintégration d'huile sur circuits HFC, HCFC et CO₂

La réintégration de l'huile dépend du type de circuit.

18.4.1 Circuit sans bouteille BP

Le tracé du circuit et le choix des vitesses de circulation du fluide frigorigène gazeux permettent le retour d'huile vers le (ou les) compresseur(s). Néanmoins, l'huile peut revenir de manière irrégulière en charge partielle ou en situation de mauvais échange sur les évaporateurs (par exemple givrage excessif).

L'huile revenant vers une centrale de compresseurs par la (ou les) tuyauterie(s) d'aspiration n'est pas naturellement distribuée dans chaque machine (carters des compresseurs à pistons ou séparateurs d'huile des compresseurs à vis). Un système d'équilibrage automatique est nécessaire (voir § 18.5).

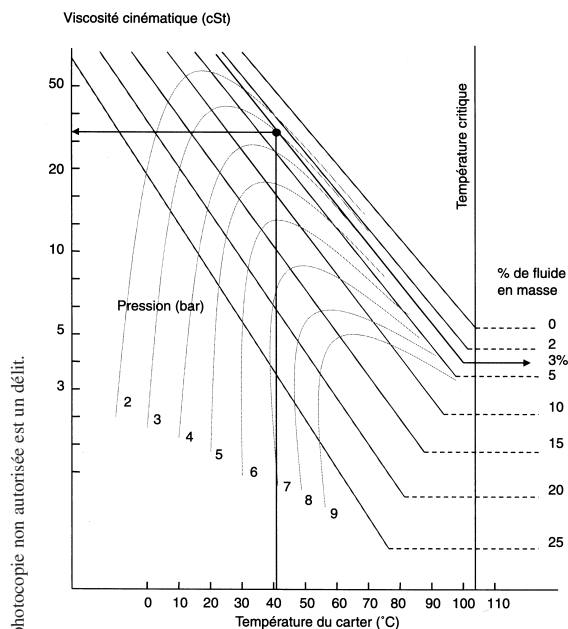


Figure 18.3 – Viscosité et solubilité en fonction de la température et de la pression.

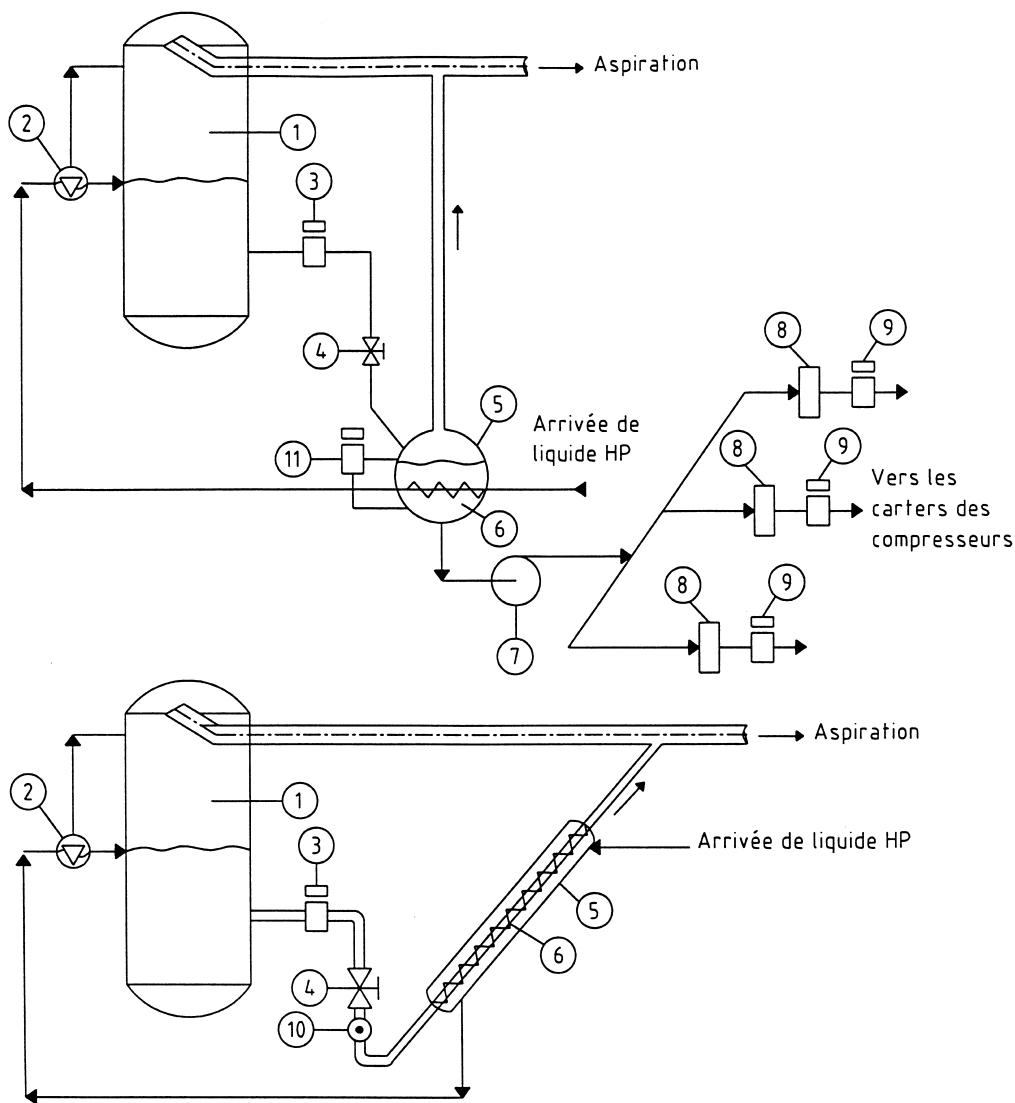


Figure 18.4 – Schéma de principe d'un rectifieur d'huile avec HFC ou HCFC (en haut : plusieurs compresseurs en parallèle ; en bas : un seul compresseur). 1 : bouteille séparatrice BP. 2 : détendeur à flotteur BP. 3 : robinet solénoïde asservi au rectificateur 5 ou au compresseur. 4 : régulateur de débit. 6 : échangeur liquide/liquide. 7 : pompe à huile. 8 : contrôleur de carter. 9 : robinet solénoïde de carter. 10 : viseur. 11 : contrôleur de niveau électrique.

18.4.2 Circuits avec bouteille BP ou évaporateur noyé

Dans ces appareils, il se crée un mélange fluide/huile en fonction de leur miscibilité. Différentes options sont retenues par les installateurs pour assurer le retour :

- Un certain nombre de piquages sur différentes génératrices de la calandre, permet d'opérer des prélèvements de mélange huile/fluide frigorigène ; celui-ci passe ensuite dans un échangeur chauffé par circulation du liquide sortant du condenseur ou gaz de

- refoulement, le frigorigène y est vaporisé et, grâce à la vitesse des gaz, l'huile est entraînée.
- Dans le cas des bouteilles avec pompes à fluide frigorigène, le prélèvement du mélange peut se faire aussi au refoulement de la pompe. Avant passage dans l'échangeur, la pression est réduite dans un détendeur. À la sortie de l'échangeur, le mélange de vapeur et d'huile fait retour vers la station de compression.
 - Dans le cas d'un évaporateur multitubulaire à évaporation extra-tubulaire (par exemple Trane) ou d'un évaporateur à plaques noyées (par exemple Sabroe), le retour d'huile est assuré grâce à une « pompe à gaz ». L'huile et le fluide frigorigène pénètrent dans un réservoir par gravité. Le fluide frigorigène s'évapore en partie et de temps en temps une électrovanne assure la pressurisation du pot par le gaz de refoulement et le retour d'huile vers le(s) compresseur(s).

18.5 Équilibrage d'huile

Principe : Dès que l'on a deux niveaux d'huile à contrôler (carters de compresseurs à pistons ou séparateurs d'huile de compresseurs à vis), un système d'équilibrage est nécessaire. L'huile réintégrée depuis le (ou les) évaporateur(s) vers la centrale de compression doit être distribuée aux différentes machines selon leurs besoins.

18.5.1 Cas des compresseurs à pistons

Les séparateurs d'huile permettent de ramener aux carters 95 à 98 % de l'huile qui s'échappe des cylindres. Le reste va dans le circuit.

Un pot d'huile placé en basse pression et en charge au-dessus des carters peut assurer la redistribution de l'huile revenant des évaporateurs grâce à des niveaux électriques sur les carters contrôlant une électrovanne.

En centrale type supermarchés, il y a souvent un séparateur unique. Celui-ci alimente un pot d'huile en liaison avec la basse pression (avec

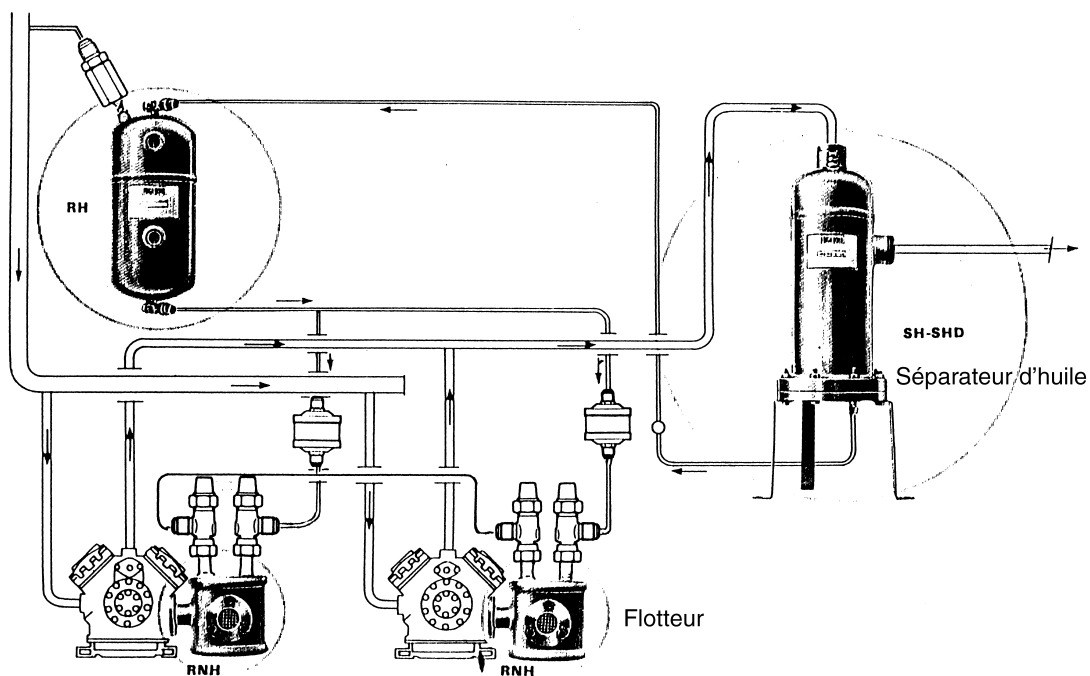


Figure 18.5 – Circuit d'huile sur compresseurs en parallèle.

une surpression de 0,2 à 0,6 bar) positionné en gravité au-dessus des carters. L'huile est redistribuée dans les carters grâce à des flotteurs électromécaniques ou électriques (figure 18.5). Ce système n'est pas parfait car il ne maîtrise pas le flux d'huile revenant des évaporateurs, mais la rotation des compresseurs permet un fonctionnement correct.

Avec des circuits courts, par exemple des refroidisseurs de liquide, l'équilibrage des carters des compresseurs à pistons ou scroll (deux en général) se fait par une conduite mettant en communication les carters.

18.5.2 Cas des compresseurs à vis

S'ils sont équipés de séparateurs d'huile individuels (qui sont également la réserve d'huile mais en haute pression), l'huile revenant de la basse pression ne pourra y être réintégrée selon les besoins des machines :

- soit on crée une réserve en basse pression en gravité au-dessus des machines et, grâce à un niveau sur le séparateur d'huile, on permet *via* une électrovanne le retour d'huile par l'aspiration.
- soit on opère un transfert d'huile d'une machine à l'autre par un jeu de niveaux et d'électrovannes croisées haute pression/basse pression. Ce système devient complexe dès que l'on a plus de deux machines.

Pour des centrales de moyenne puissance, un seul séparateur d'huile peut être installé pour deux à quatre voire cinq machines. Dans ce cas, l'huile ne peut être que dans le séparateur et il n'y a aucun besoin d'équilibrage.

18.6 Principales huiles frigorifiques

Le choix d'une huile frigorifique est assuré par les constructeurs de compresseurs, ou du moins, avec leur accord, et en tenant compte avant tout :

- du type de compresseur,
- du fluide frigorigène,

- du régime de fonctionnement, et surtout de la température d'évaporation et du type d'évaporateur.

Les propriétés essentielles d'une huile sont :

- 1. *pouvoir lubrifiant* : création du « film d'huile » entre les pièces en mouvement. L'épaisseur de ce film varie en fonction de la température, de la viscosité et de la solubilité du fluide. Il se dissipe après un arrêt prolongé ;
- 2. *solubilité* : voir § 18.3 ;
- 3. *miscibilité* : voir § 18.2 ;
- 4. *stabilité chimique et thermique* : absence de réaction avec les différents métaux et sous les différentes températures du circuit ;
- 5. *résistance à l'hydrolyse* : réaction de décomposition par l'eau avec génération de produits susceptibles d'être corrosifs avec le cuivre ou ses alliages, et/ou d'altérer les additifs, et/ou de faire perdre les caractéristiques de lubrification ;
- 6. *point de floculation* : température (qui doit être la plus basse possible) à laquelle apparaissent des flocons en mélange 90 % fluide et 10 % huile. Ce point de floculation, qui est par exemple de – 54 °C avec le R134a et une huile ester MOBIL EAL 22, remonte à – 21 °C s'il y a pollution avec 1 % d'huile minérale Artic 155, – 1 °C avec 3 %, et + 16 °C avec 5 % ;
- 7. *point d'écoulement* : température à partir de laquelle l'huile ne coule plus ;
- 8. *rigidité diélectrique* : résistance à la formation d'un arc dans un champ électrique (important pour les bobinages des moteurs des compresseurs semi-hermétiques) ;
- 9. *viscosité* : résistance de l'huile à l'écoulement. Indice de viscosité : variation de la viscosité en fonction de la température. Classification ISO VG (viscosité cinématique à + 40 °C) ;
- 10. *taux d'humidité* : présence d'eau. L'eau est un mauvais lubrifiant car sa viscosité est très faible. La présence d'eau favorise l'oxydation et l'hydrolyse, la corrosion, la prise en glace d'orifices de détente ;
- 11. *indice d'acidité* : exprimé par la masse de potasse en milligrammes pour neutraliser les constituants acides d'un gramme d'huile.

L'acidité est provoquée par l'oxydation ; elle peut être élevée, à l'origine, s'il y a des additifs dans l'huile. L'important est de suivre la variation de l'indice d'acidité. Trois composants de cet indice : l'acidité naturelle de l'huile (faible), l'acidité des additifs (peut être élevée), et l'acidité des produits d'oxydation ;

- 12. *indice de désémulsion* : variation de la dissolution de frigorigène selon la pression et la température ;
- 13. *compatibilité avec les composants d'un système* et en particulier les joints avec impact de la température.

On doit rechercher une huile présentant les caractéristiques suivantes :

- miscibilité avec le fluide frigorigène pour faciliter le retour d'huile au compresseur. Pour l'ammoniac, des dispositifs spécifiques sont mis en œuvre ;
- viscosité suffisante du couple (huile/fluide frigorigène dissout) pour assurer la lubrification correcte du compresseur ;
- viscosité assez faible dans les parties les plus froides (pour faciliter le retour d'huile) ;
- stabilité thermique et chimique.

Les premières huiles utilisées furent les *huiles minérales*, de base naphénique, obtenues par distillation de pétrole brut. Ces huiles sont miscibles avec tous les fluides frigorigènes (hors NH_3), et sont encore utilisées dans les installations fonctionnant à l'ammoniac, avec des CFC ou des HCFC.

Cependant, la présence de cire pouvant précipiter ainsi que leur forte viscosité à basse température ont favorisé l'utilisation d'huiles de synthèse.

Les plus anciennes sont les *alkylbenzène* (AB), plus stables chimiquement (moins sensibles à l'oxydation à haute température, ainsi qu'à l'hydrolyse), possédant un meilleur pouvoir lubrifiant que les huiles minérales et de plus, compatibles avec ces dernières. Ces huiles sont utilisées avec l'ammoniac (et anciennement, avec les HCFC).

Des mélanges dits « huiles semi-synthétiques » entre de l'huile minérale et des alkylbenzènes (AB) ont été utilisés avec le R22, et sont utilisés

avec le NH_3 pour améliorer la fluidité des huiles minérales à basse température et la résistance à haute température.

Les huiles minérales et les AB ne sont pas miscibles avec le CO_2 .

Les huiles *polyalphaoléfiniques* (PAO) présentent de bonnes propriétés lubrifiantes, une bonne fluidité à basse température, et sont très stables chimiquement ; elles peuvent être utilisées avec tous les fluides frigorigènes, et sont miscibles avec les minérales et non miscibles avec les HFC.

L'apparition des HFC, non solubles avec les lubrifiants utilisés jusqu'alors, a imposé le développement de nouveaux types d'huiles frigorigènes :

- Les huiles *polyalkèneglycols* (PAG), sont miscibles en toutes proportions avec les HFC et dans leurs domaines d'utilisation, leur pouvoir lubrifiant est excellent, mais elles présentent un fort pouvoir hygroscopique, et attaquent le cuivre en présence d'eau (hydrolyse). De plus, le pouvoir diélectrique est moins élevé, ce qui peut poser des problèmes avec les compresseurs hermétiques ou semi-hermétiques. Ces lubrifiants sont donc principalement utilisés dans la climatisation automobile, avec le R-134a ou avec le CO_2 (circuits en aluminium).
- Les huiles *polyolesters* (POE), développées après les PAG, corrigent les défauts de ces dernières : très bon pouvoir lubrifiant, hygroscopie moins importante, et stabilité thermique et chimique. Elles sont donc majoritairement utilisées dans l'industrie du froid et du conditionnement d'air avec HFC et CO_2 .
- Les huiles *polyvinylether* (PVE), enfin, ont été initialement développées pour le R-407C, et par extension, pour les mélanges de HFC. Leur fort pouvoir lubrifiant, leur excellente stabilité chimique et thermique et leur pouvoir diélectrique très élevé sont les raisons pour lesquelles cette huile sera de plus en plus souvent utilisée, malgré un pouvoir hygroscopique légèrement plus élevé que celui des POE.

Le tableau 18.1 résume les utilisations préférentielles des différentes huiles frigorigènes.

Tableau 18.1 – Compatibilité des différents lubrifiants avec les fluides frigorigènes (selon Bitzer).

	HFC	NH ₃	Hydrocarbures	CO ₂
Minérales	Ok	Ok	Ok, V	Non
AB	Ok	L	Ok, V	Non
PAO	L	Ok	Ok, V	Non
PAG	Non	L, H	L, H	Ok (clim. auto.)
POE	L, V, H	Non	Ok, V	Ok (basses températures)
PVE	L	Non	Non	Non

Ok : utilisable sans restriction. L : utilisable selon l'application considérée. V : nécessité d'une correction de la viscosité. H : hygroscopique.

Le tableau 18.2 montre le grade ISO en fonction du type de compresseur.

Tableau 18.2 – Grade ISO selon le type de machine (source CLIMALIFE).

Type de compresseur	Grade de viscosité ISO					
	15	22	32	46	68	100
Hermétique à pistons						
Semi-hermétique						
Rotatif						
Vis						
Spiro-orbital						
Centrifuge						

> 150/170/220

En sombre : grade de viscosité correct.

Des analyses d'huile régulières permettent de suivre l'évolution des caractéristiques principales (viscosité, indice d'acidité, teneur en eau, éléments d'usure, éléments chimiques ainsi que changement de la couleur et de l'odeur). Les huiles de synthèse sont plus « détergentes » que les huiles minérales : braser et souder sous

azote pour limiter les résidus solides et altération des métaux ; braser à l'argent avec la teneur adaptée. La figure 18.6 montre l'évolution du remplacement des frigorigènes et les huiles généralement préconisées.

CFC	HCFC		HFC et NH ₃	
R-12 hors clim auto	R-401A / R-401B R-409A	AB** AB/MN**	R-134a R-404A	POE POE
R-12 en clim auto			R-134a Isceon® MO49 (R-413A)	POE MN/AB/POE
	Climatisation R-22	MN/AB*	R-134a R-407C R-410A FX 100 (R-427A) retrofit Isceon® MO59 (R-417A) retrofit Isceon® MO29 (R-422D) retrofit	POE POE POE POE MN/AB/POE AB/POE
	Réfrigération R-22	MN/AB*	R-134a R-404A / R-507 R-410A FX 100 (R-427A) retrofit Isceon® MO59 (R-417A) retrofit NH ₃	POE POE POE POE AB/POE MN/PAO
R-114	R-124		R-227ea / R-236fa / R-245fa	
R-500	R-401B R-409B	AB** AB/MN**	-	
R-502	R-408A R-402A / R-402B R-403B R-22	AB/MN** AB** AB/MN/POE AB/POE	R-404A / R-507 R-410A FX 100 (R-427A) retrofit Isceon® MO79 (R-422A) retrofit NH ₃	POE POE POE AB/POE MN/PAO
R-13B1			FX 80 Isceon® MO89 R-410A	POE AB/POE POE
R-13 R-503			R-23 R-508B	POE POE

AB = huile alkylbenzène

MN = huile minérale

POE = huile polyolester

PAO = huile polyalphaoléfine

*AB lors de basses températures d'évaporation.

**ou une huile POE en accord avec le compressoriste.

Figure 18.6 – Tableau de remplacement des principaux fluides frigorigères

19 • FROID, ENVIRONNEMENT ET TENDANCES

Tout au long de cet ouvrage nous avons mentionné l'impact environnemental de la production du froid. Compte tenu de l'actualité et de l'importance de ce sujet, il est nécessaire d'accorder une place particulière à ce sujet ainsi qu'aux évolutions en cours.

19.1 Couche d'ozone

Pour mémoire, nous rappelons l'éradication de l'utilisation des fluides qui affectent la couche d'ozone. Dans la série des fluides halogénés, ce sont les fluides contenant du chlore qui affectent la couche d'ozone (CFC et HCFC).

Cette éradication arrive à son terme en Europe et on doit reconnaître qu'il s'agit d'un succès de gouvernance mondiale. Alors que la gouvernance mondiale éprouve les plus grandes difficultés pour gérer l'effet de serre, il est intéressant de tirer les leçons de la lutte contre le trou de la couche d'ozone. La raison essentielle du succès est qu'il y avait une grande inquiétude sur la santé liée à l'appauvrissement de la couche d'ozone et que, simultanément, il existait des alternatives aux CFC et HCFC. En effet le protocole de Montréal a été ratifié alors que les chimistes avaient sous le coude des fluides comme le R-134a. Ensuite, les décisions d'interdiction à prendre étaient claires : elles concernaient une série de fluides dont on entrevoyait les solutions alternatives. Enfin, un calendrier raisonnable, laissant à tous les pays le temps de s'adapter a été retenu (éradication échelonnée sur environ 40 ans). Il faut reconnaître que pour la lutte contre l'effet de serre, c'est plus difficile : la substitution aux combustibles fossiles n'est pas simple, on ne peut pas interdire leur utilisation pas plus qu'interdire les rejets de méthane ou de NOx. Néanmoins, il est rassurant de constater qu'une gouvernance mon-

diale a réussi sur un problème délicat d'environnement.

19.2 Effet de serre

Actuellement, l'impact environnemental le plus préoccupant en ce qui concerne la production du froid est l'effet de serre. Il n'est pas inutile de rappeler que l'effet de serre naturel est nécessaire pour la vie sur Terre ; en revanche, il est maintenant certain que les activités humaines sont à l'origine d'un renforcement du réchauffement planétaire qui doit être absolument combattu pour éviter les conséquences dangereuses d'un bouleversement climatique. Alors que pour la destruction de la couche d'ozone, les composés halogénés chlorés étaient les seuls en cause, tous les composés halogénés fluorés sont à l'origine de l'effet de serre (y compris les HFC). L'éradication des composés chlorés et leur remplacement par des composés fluorés non chlorés ont déplacé les problèmes d'impact sur l'environnement de la couche d'ozone vers l'effet de serre mais sans résoudre réellement le problème d'environnement.

Nous avons vu au chapitre 3 que la production du froid contribue à l'effet de serre par l'effet direct (émissions des fluides halogénés) mais également par l'effet indirect (consommation d'énergie). La part respective de ces deux contributions dépend fortement du confinement de l'installation et de ses performances énergétiques.

19.2.1 Contexte d'évolution de l'effet de serre

Le forçage radiatif dû aux fluides halogénés est important si bien que les émissions de fluides

B

TECHNOLOGIE DU FROID MÉCANIQUE

halogénés sont sous haute surveillance. C'est ainsi que des moyens de mesure sophistiqués sont utilisés pour connaître la teneur en fluides halogénés dans l'atmosphère.

Les inquiétudes concernant l'effet de serre débordent très largement le cadre des seuls fluides frigorigènes. Dans ces conditions, avant d'aborder le thème spécifique du froid et de l'environnement, il est nécessaire de faire le point sur le bilan actuel des évolutions en ce qui concerne l'effet de serre en général et de présenter les prédictions à 100 ans retenues par le GIEC suivant un certain nombre de scénarios retenus.

Le rapport publié fin 2007 confirme une élévation de température de l'ordre de 0,7 °C depuis 1 000 ans et une augmentation de 28 % de la teneur en dioxyde de carbone pour la même période. Ces valeurs sont encore faibles, et ce sont les projections à 100 ans qui sont inquiétantes puisque des élévations importantes de température, par rapport à 1990, comprises entre 2 et 6 °C suivant les scénarios, sont prévues en 2100. Le scénario, à développement intensif, conduisant à une élévation de température de 6 °C est tout à fait inacceptable compte tenu des conséquences qu'il engendrerait. En revanche, un scénario très orienté vers le développement durable et conduisant à une élévation de température maximale de 2 °C semble tout à fait acceptable.

19.2.2 Réglementation européenne concernant les fluides halogénés

Une directive européenne visant au confinement a été élaborée. La caractéristique de cette directive est que, en fin de vie, les fluides halogénés sont considérés comme des déchets qui doivent être traités comme tels. Des dégazages ne sont d'ores et déjà plus possibles puisque la récupération est obligatoire. Cette directive européenne appliquée en droit français se traduit par un décret modifiant le décret français n° 92-1271 lui-même modifié par le décret n° 98-560 en tenant compte du règlement européen n° 2037/2000 qui s'applique aux CFC, HCFC et HFC.

Ce décret précise que la récupération intégrale en fin de vie est obligatoire pour tous les équipements. Les fluides ainsi collectés sont remis aux producteurs de fluides qui sont tenus de les reprendre ou faire reprendre. La destruction des fluides non réutilisables doit être effectuée dans des installations autorisées. Pour chaque opération nécessitant une manipulation des fluides sur un équipement, une fiche d'intervention est établie donnant les informations (date, nature et quantité de fluide introduite et/ou prélevée, etc.). Les détenteurs d'équipements dont la charge en fluide frigorigène halogéné est supérieure à 2 kg sont tenus de s'assurer de l'entretien de ces équipements. Ils tiennent à la disposition de l'administration les pièces attestant des contrôles d'étanchéité. Les producteurs de fluides et importateurs d'équipements fournissent, chaque année, pour chaque substance, les quantités collectées au cours de l'année en distinguant celles destinées respectivement à être détruites ou réutilisées.

Un texte d'août 2003 de la Commission européenne introduit un contrôle renforcé des équipements. La fréquence de contrôle est annuelle pour les systèmes contenant plus de 2 kg de fluide halogéné, semestrielle pour ceux contenant plus de 30 kg et trimestrielle pour ceux contenant plus de 300 kg. L'installation d'un détecteur de fuite fixe réduit de moitié la fréquence des contrôles. L'incitation au confinement est donc très forte.

Une question importante est de savoir si, à l'avenir, les fluides halogénés seront traités comme des fluides dangereux, ce qui limiterait fortement leur utilisation. Des pays d'Europe du Nord ont déjà prévu d'interdire l'utilisation des HFC. Il s'agit de la Scandinavie, le Luxembourg, la Suisse et l'Autriche. Selon les pays, il ne s'agit pas toujours d'interdiction totale, mais soit de limitation à certains équipements, par exemple contenant moins de 3 kg de HFC (Suède), ou moins de 10 kW (Luxembourg), soit de mise en place de taxe (Danemark) en fonction du GWP. Cela donne par exemple une taxe de 75 € environ pour le R-404A. Pour que cette évolution ne se généralise pas, il est essentiel que les frigoristes fassent preuve d'une grande rigueur dans l'application

des directives et dans la formation de leurs personnels pour qu'ils appliquent strictement ces directives.

Ces dispositifs viennent d'être renforcés au niveau européen par :

- le règlement (CE) n° 842/2006 du parlement européen et du conseil du 17 mai 2006,
- la directive 2006/40/CE du 17 mai 2006 concernant la climatisation automobile,
- le règlement 1494/2007 du 17 décembre 2007 : étiquetage,
- le règlement 1516/2007 du 19 décembre 2007 : contrôle d'étanchéité,
- le règlement 308/2008 du 2 avril 2008 : programmes de formation et certifications,
- le règlement 1005/2009 du 16 septembre 2009 relatif à des substances qui appauvrissent la couche d'ozone (refonte du 2037/2000 du 29 juin 2000).

Le règlement concerne le confinement, l'utilisation, la récupération et la destruction des gaz à effet de serre, ainsi que l'étiquetage et l'élimination des produits et équipements contenant ces gaz, mais aussi la formation et la certification des personnels et des entreprises. Il est entré en vigueur le 4 juillet 2009.

La mise en application du règlement européen F gaz 842/2006 s'est traduite par un décret français 2007/237 du 7 mai 2007 lui-même abrogé car repris dans le code de l'environnement (articles R 543-75 à R 543-123) qui définit les conditions de mise sur le marché, d'utilisation et de récupération des fluides frigorigènes (CFC, HCFC, HFC), afin de limiter les émissions dans l'atmosphère en exigeant des qualifications des opérateurs.

Cinq arrêtés : agrément des organismes, déclaration annuelle, attestation des capacités des opérateurs (entreprises), attestation d'aptitude des personnels. Les dates fixées pour les déclarations des opérateurs a été fixée au 4 juillet 2009, et la date butoir de délivrance des attestations d'aptitude au 4 juillet 2011.

La pression environnementale est ainsi clairement portée sur les émissions directes de fluides frigorigènes. On ne peut que se réjouir du fait que la réglementation qui se met en place favorise le confinement. Il était en effet anormal que de grosses unités de production de froid direct

utilisant plusieurs tonnes de fluide halogéné (pour des gros entrepôts, des grandes surfaces ou des réseaux urbains de climatisation) aient des taux de fuite élevés et émettent annuellement des centaines de kilogrammes de fluide halogéné. De même, il est anormal que la climatisation automobile contribue encore toujours de façon importante à des émissions directes. Cette tendance au confinement est tout à fait positive.

Une question importante concerne le devenir des fluides halogénés en particulier. Différents groupes d'experts étudient la pertinence d'éradiquer, à moyen terme, les HFC ; par ailleurs la question de la réutilisation du CO₂ capturé dans d'autres procédés est posée. D'ores et déjà, le CO₂ émerge comme fluide frigorigène dans un certain nombre d'applications (circuits basse température de supermarchés, d'entrepôts et de congélation ; transport routier ; petites pompes à chaleur productrices d'eau chaude ; climatisation automobile) en complément de son utilisation en fluide frigoporteur. De plus, de nouvelles architectures de cycles sont proposées (par exemple des cycles trans-critiques bi-étagés avec récupération du travail de détente) et des composants et des équipements sont déjà disponibles (§ 3.6.5).

Les fluides à GWP élevé sont menacés à moyen terme. Cependant l'éradication prématurée des fluides halogénés ainsi que le recours parfois trop systématique au froid indirect tel que pratiqué actuellement risquent de se traduire par une surconsommation énergétique qui risque d'intensifier l'effet de serre indirect au lieu de le réduire. On ne peut que regretter que la réglementation se contente d'une approche partielle du problème et ne tienne pas compte des deux effets : les émissions directes et indirectes. Cette démarche ne favorise pas l'innovation visant, par exemple, à développer des procédés qui, globalement, se solderaient par des réductions d'émissions de gaz à effet de serre pour la production du froid. Une autre démarche tout à fait possible, et qui se développe, consiste à comptabiliser non seulement les émissions directes dues au fluide frigorigène mais également la consommation énergétique en tenant compte de la nature de l'énergie utilisée. Nous avons vu que dans le cas des systèmes bien confinés, ce sont les émissions indirectes dues à

la consommation énergétique qui contribuent le plus à l'effet de serre et qu'en conséquence, les progrès sont à attendre du côté des améliorations énergétiques des systèmes. Dans le froid industriel, si les installations sont bien confinées, c'est généralement l'effet indirect dû à la consommation d'énergie qui est prépondérant pour l'effet de serre (voir chapitre 3). La réduction de consommation d'énergie pour les systèmes frigorifiques représente un enjeu d'autant plus important lorsque l'on sait qu'environ 15 % de la consommation mondiale d'électricité est utilisée pour la production du froid et le conditionnement d'air (valeur dépassée aux États-Unis et au Japon qui dépensent respectivement 20 et 25 % pour le froid).

Il est important de noter qu'à la suite des incertitudes pesant sur les HFC à fort GWP, absolument tous les constructeurs et tous les utilisateurs étudient actuellement des solutions alternatives faisant appel à des fluides naturels (NH_3 , CO_2 , hydrocarbures) ainsi que d'autres solutions de production du froid (par exemple à partir de rejets thermiques par les systèmes à sorption ou encore le froid magnétique pour les réfrigérateurs).

19.2.3 Les incohérences auxquelles sont confrontés les frigoristes

Dans cette période transitoire où les CFC et les HCFC ont été éradiqués et où les HFC sont menacés, en particulier ceux à fort GWP, les frigoristes gèrent la situation en regrettant les incohérences auxquelles ils sont soumis suite aux nouvelles réglementations. Ils regrettent que les pouvoirs publics se focalisent sur le GWP, sans mieux valoriser l'efficacité énergétique, tout en maintenant des réglementations qui, de fait, freinent le recours plus important aux fluides naturels. Cette situation conduit en effet à des incohérences. Or, il serait possible de faire beaucoup mieux, notamment parce qu'il existe un indicateur, le TEWI (chapitre 3) qui pourrait être amélioré pour tenir compte des variations saisonnières d'utilisation (tout comme le COP saisonnier, chapitre 8). Ce n'est pas la seule possibilité mais il nous semble essentiel qu'une démarche de type TEWI soit

utilisée pour évaluer l'impact réel vis-à-vis de l'effet de serre des installations frigorifiques afin d'orienter les frigoristes vers des solutions vraiment bonnes pour l'effet de serre, ce qui n'est pas le cas actuellement.

■ Remplacement des HCFC par des HFC

Le HFC R-404A a depuis plus de dix ans largement remplacé le R-22, d'abord en applications négatives où ses performances sont bonnes, et par extension en circuit positif. En réfrigération, ses performances sont moins bonnes que le R-22 (voir chapitre 3) et c'est de plus un HFC avec un GWP très élevé (3 800 kg éq. CO_2 /kg). *C'est une première incohérence : les nouveaux fluides sont souvent moins performants et cette incohérence aurait pu être évitée en recourant à une démarche type TEWI.*

■ Réduction de charge

Par ailleurs, afin de réduire les émissions de fluide, une solution est, après avoir réalisé des circuits plus étanches, de réduire la charge de fluide frigorigène. D'autre part, afin de faciliter la recherche de fuites obligatoires, il est souhaitable de confiner cette charge de fluide et si possible en local technique. Ces considérations conduisent naturellement à l'emploi de solutions indirectes.

Or, l'introduction :

- d'un écart de température supplémentaire entre évaporation/départ frigoporteur de 3 à 5 °C environ,
- d'un écart de température départ/retour frigoporteur (en phase liquide le plus couramment utilisé) de 3 à 5 °C,
- de l'énergie consommée par les pompes primaires (et secondaires éventuelles), conduit, le plus souvent, à une augmentation de la puissance absorbée qui, selon les cas, les niveaux de température, le dégivrage, l'approche des comparaisons, va de 5 à 15 %.

C'est la deuxième incohérence : des solutions séduisantes pour réduire les émissions directes (l'utilisation de fluides secondaires par exemple) peuvent avoir un effet négatif pour l'effet de serre. À nouveau, cet effet pervers pourrait être évité avec une démarche type TEWI.

Il est donc très important en substituant des systèmes indirects aux systèmes directs :

- de choisir les écarts d'approches faibles sur les refroidisseurs de frigoporteur (3°C , 4°C maxi) ;
- d'adapter la nature du frigoporteur aux process. Les frigoporteurs à chaleur latente, liquides/solides (par exemple la glace liquide) ou liquide/vapeur (par exemple le CO_2), permettent de supprimer l'écart de température départ/retour ;
- de concevoir un système de dégivrage performant ;
- d'optimiser les diamètres de tuyauteries et les pompes de circulation.

Il faut malheureusement reconnaître que certaines installations en refroidissement direct présentent des COP très faibles, à cause de mauvais dimensionnements (notamment au niveau des chutes de pression dans les canalisations basse pression), de régulations mal réglées, de surchauffe trop importante ou de HP élevée.

■ Fluides naturels (voir chapitre 3)

Les fluides dits naturels, CO_2 (GWP = 1 kg éq. CO_2/kg), NH_3 (GWP = 0 kg éq. CO_2/kg) et HC (GWP = 3 kg éq. CO_2/kg), permettent de supprimer ou de réduire au minimum l'effet de serre direct.

Mais leur dissémination est handicapée par leurs caractéristiques propres (pression élevée pour le CO_2 , toxicité pour l'ammoniac, inflammabilité pour les hydrocarbures), et par une réglementation très contraignante :

- la DESP (Directive des équipements sous pression) pose des problèmes au CO_2 , notamment en haute pression (120 à 140 bar). De plus, tous les composants ne sont pas encore disponibles (pour les puissances importantes) ou sont, pour l'instant, peu compétitifs d'un point de vue économique ;
- la réglementation sur les fluides toxiques (tout particulièrement la réglementation française qui est plus contraignante que la réglementation européenne) est un frein au développement de l'ammoniac comme fluide frigorigène, notamment en distribution, quand il n'est pas purement et simplement interdit, par exemple dans les ERP. Or, l'ammoniac représente, à l'heure actuelle, l'un

des meilleurs fluides frigorigènes pour lutter contre l'effet de serre (GWP = 0 kg éq. CO_2/kg et haute efficacité énergétique) ;

- les HC ne peuvent être distribués à cause de leur inflammabilité alors qu'eux aussi sont de très bons fluides frigorigènes pour lutter contre l'effet de serre (GWP = 3 kg éq. CO_2/kg et haute efficacité énergétique).

C'est la troisième incohérence : certaines réglementations pénalisent les fluides naturels.

Dans la mesure où la réduction des émissions de gaz à effet de serre est une priorité, il faut impérativement revoir la réglementation en associant et en formant les frigoristes afin d'assurer la sécurité des usagers tout en favorisant le recours à ces fluides naturels qui n'ont pas de contribution directe à l'effet de serre et qui présentent de très bonnes performances énergétiques.

■ Réduction de la consommation énergétique

La réduction de la consommation énergétique se heurte à d'autres difficultés. Par exemple, l'utilisation d'un système de refroidissement évaporatif à eau peut conduire, non seulement à un coût d'exploitation plus élevé (coût de l'eau, des produits de traitement de l'eau, de la maintenance, etc.), mais aussi à devoir gérer d'autres problèmes d'environnement (panache de vapeur, rejet d'eau de déconcentration, légionellose, préservation des ressources naturelles en eau, etc.). La solution doit être étudiée soigneusement en tenant compte des performances techniques, de l'impact environnemental et du coût, et l'arbitrage permettra de trancher entre les contradictions apparentes.

Liste des pistes pour réduire la consommation d'électricité des installations de production de froid (en accumulant un certain nombre de ces pistes, ce qui est possible sur de nombreuses installations, le gain énergétique peut atteindre 25 à 30%) :

- 1. HP flottante
- 2. BP flottante
- 3. Variation de vitesse des compresseurs, ventilateurs, pompes

- 4. Moteurs à commutation électronique pour ventilateurs
 - 5. Compresseurs performants
 - 6. Moteurs à haut rendement
 - 7. Fonctionnement en économiseur pour compresseurs rotatifs
 - 8. Groupes de refroidissement et systèmes performants
 - 9. Gestion de la marche à charge partielle
 - 10. Récupération de chaleur
 - 11. Sous-refroidissement du liquide HP
 - 12. Systèmes de gestion centralisée avec diagnostic et aide à la maintenance
 - 13. Accumulation de froid
 - 14. Réduction des pincements aux échangeurs
 - 15. Utilisation de *free-cooling* quand cela est possible
 - 16. Maîtrise des pertes de charge
 - 17. Rideaux d'air et déshumidificateurs
 - 18. Choix du « bon » fluide et du « bon » système
 - 19. Renforcement de l'isolation thermique.
- principe de précaution avec la double entrée : sécurité locale et effet de serre.
- Dans un souci de cohérence et d'élimination d'effets pervers, orienter la réglementation sur le TEWI des installations et non plus seulement sur les émissions directes par le GWP du fluide. Des discussions entre pouvoirs publics, professionnels et pédagogues devraient permettre de dégager un outil admis par tous et d'utilisation facile pour le calcul du TEWI des installations.
 - Le point le plus délicat consiste à revoir la définition du GWP qui, pour l'instant, néglige l'impact des composés secondaires. Ceci peut conduire à des aberrations si des fluides peu stables, donc à faible GWP (comme les HFO), donnent naissance, par réaction dans l'atmosphère, à des composés plus stables et à fort GWP. Pour l'instant, ces composés de décomposition ne sont pas pris en compte. Ce point dépasse largement le cadre purement français et même européen, ce n'est pas une raison pour le négliger.

19.2.4 Promouvoir les fluides à très faible GWP

Des solutions techniques, avec des fluides à très faible GWP, existent. Des constructeurs ont fait l'effort de développer de tels équipements. Afin que de telles solutions émergent à grande échelle, encore faudrait-il que des décisions adéquates soient entérinées. Il nous semble essentiel que les décideurs agissent dans trois directions :

- Alléger la réglementation trop pénalisante sur l'utilisation de l'ammoniac et des hydrocarbures qui est beaucoup plus sévère que dans de nombreux autres pays européens. Par exemple, le seuil de puissance électrique de 300 kW pour les installations à l'ammoniac au lieu de 500 kW pour celles aux HFC doit être relevé à 500 kW. De même la quantité limite d'utilisation des hydrocarbures dans les locaux devrait être relevée. Dans les deux cas, la contrepartie serait un renforcement de la formation des frigoristes à la manipulation de ces fluides. Il faut gérer le

Par ailleurs, les solutions avec fluides naturels se traduisent souvent par un surcoût important. Des mesures incitatives en faveur des fluides naturels pourraient être instituées, comme c'est le cas dans certains pays d'Europe du Nord, afin de réduire notre bilan national sur les GES.

Les frigoristes attendent des signaux clairs de la part des pouvoirs publics avec une stratégie compréhensible et un calendrier raisonnable pour les changements sur les fluides. L'exemple de l'éradication des CFC et des HCFC est là pour prouver que des décisions claires, bien expliquées avec un calendrier raisonnable conduisent au succès.

19.2.5 De nouvelles orientations pour les frigoristes

Compte tenu des préoccupations actuelles sur l'environnement et l'effet de serre, les frigoristes doivent d'abord se préparer à l'idée (en anticipant) de devoir abandonner les HFC actuels à moyenne échéance (vraisemblable-

ment d'ici 2035) à l'exception de quelques niches où les alternatives ne sont pas prêtes. C'est toute la problématique sur les fluides naturels et, éventuellement les nouveaux fluides à très faible GWP actuellement en développement et qui vont être, vraisemblablement, proposés dans un avenir proche.

Ensuite, les frigoristes se doivent de réduire la charge de fluide frigorigène et de le confiner (que ce soit un HFC à fort ou très faible GWP ou un fluide naturel).

Enfin, ils doivent concevoir des systèmes à COP saisonnier élevé afin de réduire la consommation d'énergie.

Ces trois axes :

- fluide à GWP faible,
- confinement et réduction de charge,
- et COP saisonnier élevé,

constituent les bases pour obtenir des installations à très faible impact sur l'effet de serre.

De notre point de vue, ce sont ces bases sur lesquelles devrait s'appuyer la réglementation pour guider les frigoristes vers la réalisation d'installations réellement bénignes pour l'effet de serre ce qui n'est pas le cas de la réglementation actuelle.

■ Fluide à faible GWP

Nous réaffirmons que le frigoriste doit se tenir informé de l'évolution sur les nouveaux fluides frigorigènes dont nous avons montré l'évolution dans le chapitre 3. Dans des délais rapprochés il est en effet vraisemblable que les HFC à fort GWP seront réglementés. Il est judicieux d'anticiper lorsque cela est possible.

L'existence, dès à présent, sur le marché, pour le froid industriel et commercial, de produits innovants utilisant l'ammoniac, les hydrocarbures (propane) ou le CO₂ (cycles à cascades ou cycles transcritiques) impose, dès maintenant, au frigoriste consciencieux de proposer de telles solutions à ses clients même si elles présentent, encore souvent, un surcoût non négligeable en insistant sur l'intérêt de l'anticipation.

■ Confinement et réduction de charge

□ Charges de fluide frigorigène

Quel que soit le fluide frigorigène, et pour des raisons différentes, un des objectifs prioritaires pour l'avenir est de concevoir des systèmes étanches avec la plus faible charge possible de fluide frigorigène. Cet argument vaut pour les HFC afin de réduire la contribution directe à l'effet de serre et de se placer dans des conditions légères de contrôle de l'installation. Mais il vaut également pour les fluides naturels tels que NH₃, CO₂, HC afin de pouvoir être dans des catégories les moins pénalisantes possibles au regard de la DESP ou des réglementations sur les fluides toxiques et/ou inflammables.

Pour des refroidisseurs de liquide monobloc utilisant des appareils à plaques tant du côté évaporateur que du côté condenseur, la charge est inférieure à 80 g/kW pour des systèmes noyés mais elle semble pouvoir être réduite vers 30 g/kW avec des évaporateurs à détente directe de NH₃. Soit 80 à 30 kg pour 1 000 kW en refroidissement d'eau à + 6 °C.

Dans des systèmes décentralisés où la charge de fluide peut représenter de 500 à 3 000 kg ou plus (surtout en NH₃), des solutions permettent de réduire sensiblement la charge :

- remplacer les systèmes de condenseurs évaporatifs par des condenseurs à plaques ou tubulaires ;
- éviter les refroidisseurs d'huile des machines à vis alimentés en thermosiphon depuis le réservoir haute pression ;
- éviter le réservoir haute pression contenant un volume de fluide frigorigène inutilisé ;
- utiliser des refroidisseurs d'air (alimentés en fluide frigorigène) constitués de tubes de petit diamètre et des ailettes à haute performance (par exemple, tube acier ou inox de 16 mm au lieu de 25 mm de diamètre en acier galvanisé pour des aérofrigorifères NH₃) ;
- mettre en œuvre des évaporateurs refroidisseurs de frigoporteurs à plaques au NH₃ au lieu de multitubulaires noyés (pour 1 000 kW la charge peut être réduite de 800 kg à 80 kg) ;
- éviter les systèmes d'accumulation de glace réalisés en tubes acier de gros diamètre ;

- éviter les équipements utilisant des charges importantes de fluide frigorigène (par exemple les patinoires à refroidissement direct de la dalle utilisant jusqu'à 3 tonnes de R-507 ou 7 tonnes de R-134a).

□ Charge optimale

Les excès ou déficits de charge sont préjudiciables aux bonnes performances de l'installation. Un déficit de charge entraîne un abaissement de la température d'évaporation ou un allongement du temps de fonctionnement.

Un excès de charge peut entraîner côté HP une augmentation de la pression de condensation et dans l'évaporateur une réduction du coefficient d'échange.

■ COP saisonnier élevé via les améliorations et la gestion énergétique

Alors que le R-134a, le R-407C et le R-410A sont des remplaçants intéressants pour le R-22 en climatisation, que le R-404A ou le R-507 et bientôt le R-410A sont les candidats en basse température, aujourd'hui se pose le problème du substitut idéal pour le domaine de la réfrigération (températures d'évaporation comprise entre -5 et -15 °C).

En climatisation, les nouveaux fluides HFC nécessitent quelques remarques :

- le R-134a entraîne des débits volumiques vapeur et liquide d'environ 60 à 80 % supérieurs, ce qui se traduit par des compresseurs et des tuyauteries d'aspiration plus gros qu'auparavant. Par contre, les pressions de fonctionnement sont basses. Ce n'est pas un problème majeur pour des groupes compacts de refroidissement d'eau, de plus, le COP est meilleur que celui des autres HFC ;
- le glissement du R-407C oblige à une étude particulière des échangeurs et de la distribution. De plus, les concepteurs et les installateurs sont réticents à l'utilisation de ce fluide car ils craignent que les fuites n'entraînent une évolution de sa composition ternaire (voir le chapitre 3 pour évaluer le bien-fondé ou le caractère exagéré de ces craintes) ;
- les pressions avec le R-410A sont nettement plus élevées (25 à 30 bar en haute pression)

mais les débits volumiques vapeur et liquide sont inférieurs de 40 % à ceux du R-22.

Tous ces fluides ont un GWP et un TEWI acceptables.

Le R-404A et le R-507 ont un mauvais GWP mais un bon COP en basse température.

Dans le domaine de la réfrigération, aucun des HFC utilisés actuellement, substitués du R-22, en particulier le R-404A ou le R-507, n'a d'avantage hors leur ODP égal à 0. Leur GWP est élevé et leur COP inférieur à celui du R-22.

Les composants pour des pressions de 40 bar ayant été développés pour les circuits CO₂ basse/moyenne pression, l'intérêt pour le R-410A en réfrigération se développe (charge inférieure de 30 % et COP supérieur de 10 % environ), tant en détente directe qu'en groupe de refroidissement de frigoporteur.

Dans de nombreuses applications en agroalimentaire et en magasin de vente, les besoins de refroidissement sont souvent à deux niveaux de température différents.

- basse température : congélation, stockage congelés, meubles à température négative ;
- haute température : refroidissement rapide, stockage frais, salles de travail, meubles de vente.

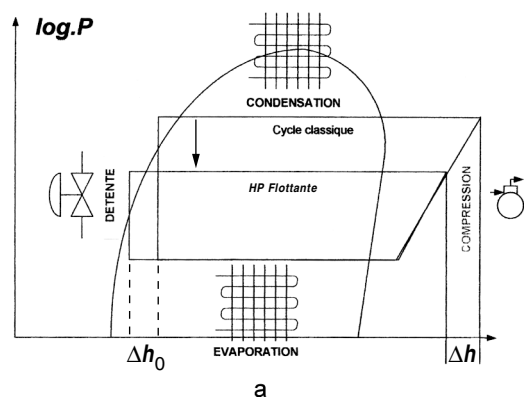
Dans ce cas spécifique, il est naturel de choisir un seul fluide frigorigène. On choisira le R-404A (parfois le R-507) car ses performances sont très bonnes en basse température, et il y a peu d'alternatives. Par contre, il faut, dès maintenant, considérer l'alternative du R-410A en HFC, et celles des hydrocarbures et du CO₂ en fluides naturels qui présentent des potentiels importants.

Dans l'attente de futurs fluides, plus performants, de quelles façons peut-on optimiser les performances des installations de réfrigération utilisant des HFC ?

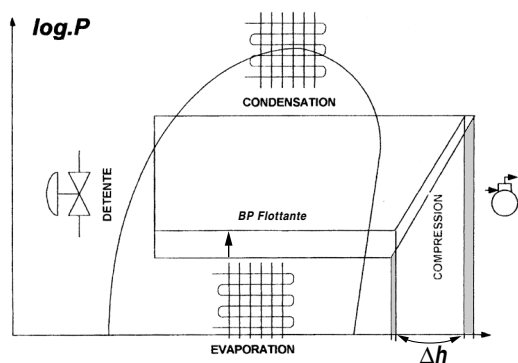
Nous proposons différentes directions à investiguer parmi les plus importantes de celles énumérées pages 479 et 480 :

□ Température de condensation

Trop souvent, la pression de condensation est maintenue à un niveau élevé sous prétexte d'assurer une bonne alimentation en liquide des évaporateurs.



a



b

Le Delta h représente le gain de travail mécanique sur le compresseur

Figure 19.1 – Diagrammes enthalpiques.
(a) principe de « HP flottante » ; (b) principe de « BP flottante » (le Δh représente le gain de travail mécanique sur le compresseur et le Δh_0 , le gain sur la production frigorifique massique).

Lorsque la température du fluide diminue et en regardant de plus près les performances d'un détendeur thermostatique, on peut voir que la réduction de la pression amont n'affecte pas énormément sa capacité, car l'abaissement de la température du liquide permet d'en compenser une grande partie (grâce à l'augmentation de la production frigorifique massique). L'augmentation du COP lorsque la température de condensation varie de +50 à +20 °C est très importante. Ceci est une source importante d'économie d'énergie (tableaux 8.3 et 8.4).

Néanmoins, la diminution de la pression de condensation ne peut être faite par un simple abaissement du point de consigne de la régulation haute pression. En effet, dans le cas de compresseurs à pistons et de condenseurs à air, on peut rapidement arriver à ce que le gain sur l'énergie de compression soit inférieur à l'énergie de ventilation complémentaire.

Un programme spécial doit être développé, qui prend en compte différents paramètres de l'installation :

- le fluide frigorigène ;
- le type de compresseurs (à vis, à pistons, économiseur) ;
- les limites basses de pression de refoulement ;
- le Δt de sélection du condenseur à air ;
- la température minimale de liquide haute pression (pour éviter les condensations en particulier) sur les tuyauteries habituellement non isolées ;
- la température extérieure ambiante ;
- la mesure de la pression de condensation.

Plusieurs systèmes de gestion de la température de condensation ont été conçus pour gérer la haute pression flottante. Des mesures effectuées sur plusieurs centaines d'installations montrent un gain énergétique minimum de 20% et pouvant aller à 35 %.

Les détendeurs électroniques ou de détente multiport, plus facilement utilisables sur des installations neuves, permettent également des réductions conséquentes de la consommation énergétique.

□ Niveau d'évaporation

Pour améliorer les performances des installations en prenant en compte la température d'évaporation, plusieurs approches sont possibles :

- Réaliser plusieurs niveaux d'évaporation (par exemple -12 °C, -5 °C, +0 °C). Cela conduira à une augmentation de l'investissement et on ne bénéficiera plus de l'effet de foisonnement des besoins, ce qui limite le gain énergétique global.
- Faire fonctionner les compresseurs à un niveau d'évaporation optimisé selon les besoins, les périodes (journée, nuit, week-end) et les températures intérieure et extérieure. Là aussi, il y a lieu de développer un programme spécial, et

l'expérience du suivi et de la maintenance d'installations sera un apport important pour définir les bons paramètres.

□ Gestion annuelle de l'énergie

Concevoir un équipement avec un bon COP dans les conditions de base maximales ne suffit pas car, très souvent, les performances se dégradent à charge partielle et en période froide. Il serait donc préférable de parler du COP saisonnier (voir § 8.3).

Cette notion de COP saisonnier a été récemment introduite en Europe pour certains GRL ; elle devrait se développer pour tous les équipements de production de froid.

Pour cela il faut prendre en compte :

- le système de régulation de puissance interne des compresseurs, en particulier en dessous de 50 % pour les compresseurs à vis équipés de tiroirs de régulation ou d'orifices de bypass (figure 19.2) ;
- le rendement et le facteur de puissance des moteurs électriques à pleine charge et à charge partielle ;

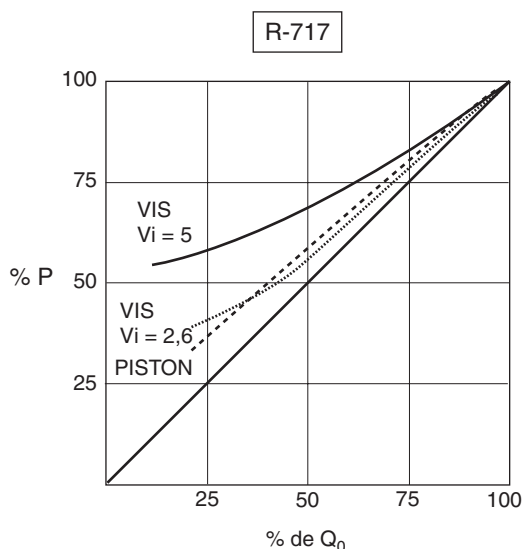


Figure 19.2 – Comparaison pistons/vis en régulation de puissance.

- les systèmes de régulation de puissance par démarrage et arrêt des compresseurs, en particulier les cycles courts ;
- la possibilité de stocker de l'énergie en optimisant la charge des compresseurs ;
- l'utilisation pour le sous-refroidissement ;
- l'utilisation de la variation de vitesse pour les compresseurs (tous ou un seul). La variation de vitesse électronique permet de maintenir le facteur de puissance du moteur à plus de 95 % ;

Exemple

Le tableau 19.1 montre la différence de facteur de puissance ($\cos \phi$) entre un moteur à vitesse fixe et un moteur à vitesse variable en fonction de son pourcentage de charge. Il faut néanmoins s'assurer que le compresseur tolère une telle variation de vitesse.

Tous les compresseurs tournent à 1 500 ou 3 000 tr/min mais sont conçus pour pouvoir fonctionner à au moins 20 % de vitesse en plus, à 60 Hz soit 1 800 tr/min pour les pistons ou 3 600 tr/min pour les vis, scrolls et certaines petites machines à pistons.

Aujourd'hui, la plupart des constructeurs de compresseurs à pistons et à vis autorisent des vitesses de 4 000 à 4 500 t/mn par rapport aux 3 000 t/mn en 50 Hz, soit jusqu'à 75 Hz et même 100 Hz chez quelques modèles de certains fabricants.

- la sélection des échangeurs pour un fonctionnement efficace à charge partielle, surtout si la pression en amont des détendeurs est fortement abaissée et si l'huile peut s'y accumuler ;
- le dimensionnement des tuyauteries avec de faibles pertes de charge en vérifiant qu'il n'y a pas de risque d'accumulation de liquide ou d'huile à faible puissance ;
- la mise en place d'un système de commande et de contrôle avec suffisamment de capteurs pour pouvoir optimiser le fonctionnement après les premiers mois ou la première saison ;
- le maintien d'une charge de fluide optimale, ni excessive pour ne pas engorger les réservoirs haute pression et les condenseurs, ni insuffisante pour ne pas évaporer plus bas ;
- l'utilisation de système d'aspiration intermédiaire sur les compresseurs rotatifs (à vis, scrolls) ; la figure 19.3 montre l'accroissement de la puissance frigorifique et du COP pour différents fluides. Ce système appelé *économi-*

Tableau 19.1 – Facteur de puissance $\cos \phi$ pour un moteur de 45 kW à 1 500 tr/min.

Moteur électrique standard		Moteur avec variateur de vitesse	
Charge	$\cos \phi$	Charge	$\cos \phi$
100 %	0,85	100 %	0,97
75 %	0,81	75 %	0,96
50 %	0,73	50 %	0,95

seur est plus souvent utilisé en basse température ; cependant, en réfrigération, le gain énergétique est de 5 à 10 % ;

- le refroidissement du liquide haute pression (très important avec l’emploi de HFC) est primordial pour les compresseurs à pistons car, contrairement aux machines rotatives, ils ne peuvent pas être utilisés en économiseur. Tout refroidissement à une température inférieure à celle de condensation est intéressant ;
- l’emploi et l’optimisation de la récupération de chaleur, laquelle est abondante, à bas niveau de température (+ 20 à + 35 °C) dans un équipement frigorifique. Cette chaleur est utilisable pour différents usages : réchauffages de planchers basse température et de sols de chambres négatives, ou de patinoires, ou préchauffage d’eau sanitaire ou de process. La récupération, bien que plus limitée, à

plus haute température (+ 40 à + 50 °C), sur la désurchauffe et les refroidisseurs d’huile des machines hélicoïdales, doit également être effectuée.

Sur les compresseurs à vis à l’ammoniac en moyenne et basse température d’évaporation, la puissance de refroidissement d’huile est importante, et la température supérieure à + 90 °C. Exemple du compresseur de 380 kW à – 15/+ 50 °C, $Q_{RH} = 125$ kW, ce qui permet d’obtenir de l’eau à + 75 voire + 80 °C.

19.3 Tendances

Compte tenu des préoccupations environnementales et énergétiques, les grandes tendances sont celles évoquées plus haut :

- fluide à GWP faible,
- confinement et réduction de charge,
- COP saisonnier élevé,

auxquelles nous pouvons ajouter les économies d’énergie dont les pistes principales ont été évoquées dans le paragraphe précédent. Après que l’installation a été conçue et réalisée, il ne faut pas négliger la maintenance. La démarche de détection et diagnostic de panne présentée dans le chapitre 11 est appelée à se développer car c’est une garantie que les installations respectent leurs performances nominales.

En parallèle avec ces priorités, la R&D sur les procédés alternatifs laisse augurer des percées, qu’il est difficile d’anticiper, car plusieurs en sont encore à un stade prématuré de développement. Néanmoins, nous avons attiré l’attention sur le très fort potentiel du froid renouve-

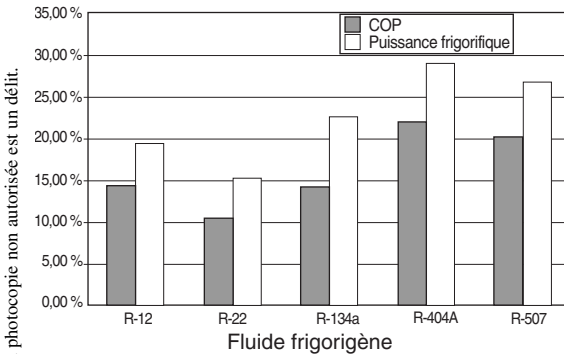


Figure 19.3 – Analyse de l’influence de l’économiseur.

lable (chapitre 10) dont le froid solaire constitue une perspective particulièrement prometteuse non seulement dans les pays les plus ensoleillés mais également dans les pays tempérés. Il s'agit en effet d'un secteur où la technique est mature et où c'est plus l'aspect économique qui constitue le frein. Mais avec le renchérissement attendu de l'énergie et les contraintes environnementales, cette filière devrait décoller.

Le froid magnétique et la thermo-acoustique, évoqués dans le chapitre 2, constituent, sans conteste, des procédés prometteurs bien qu'ils doivent encore progresser sur le plan technique pour s'imposer dans des secteurs qui restent à clarifier. Une application prochaine du froid magnétique pour un réfrigérateur domestique est néanmoins annoncée.

Cependant, dans le contexte de l'arrêt effectif de la commercialisation du R-22 neuf et de celui programmé fin 2014 du R-22 recyclé, le remplacement du R-22 est d'une grande acuité et va mobiliser pendant quelques années tous les frigoristes, à cause de l'imprévoyance de nombreux clients. Nous renvoyons au chapitre 3 où ce problème a été traité.

Compte tenu de l'état de la réglementation et de l'état de l'art actuel, les études de R&D des frigoristes doivent s'intensifier dans la direction d'un confinement poussé. La première conséquence technologique de ces considérations va être de favoriser l'utilisation d'unités monobloc hermétiques construites en usine et possédant des taux de fuite annuels négligeables (inférieurs à 0,1 %).

D'ores et déjà, il faut constater que la charge en fluide frigorigène des nouvelles installations est fortement réduite par rapport au passé et que d'importants progrès ont été réalisés sur la limitation des taux de fuite. Cette tendance va indéniablement se renforcer dans l'avenir et va aussi favoriser l'utilisation de fluides secondaires. Des développements sont ainsi à attendre sur les fluides frigoporteurs pour le froid négatif. De fait, une activité soutenue de R&D existe dans ce domaine, notamment sur les fluides diphasiques (que ce soit les coulis ou les solutions liquide/vapeur comme le CO₂). Ces évolutions technologiques vont avoir des conséquences

importantes sur la conception des unités et sur l'apparition de nouveaux composants. Elles ne devraient pas se traduire dans un proche avenir par un bouleversement technologique concernant les systèmes de production du froid.

Cependant, il faut noter trois tendances qui ont déjà des conséquences sur la conception des systèmes frigorifiques : l'utilisation de mélanges zéotropes avec glissement, le recours à des fluides dont la température critique est faible et enfin le fonctionnement à des pressions élevées pour un certain nombre de fluides (R-410A, CO₂).

À terme, des décisions d'interdiction totale ou partielle d'utilisation des HFC dans la production du froid pourraient être prises. Dans ces conditions, les fluides naturels (NH₃, hydrocarbures, CO₂, et eau) seraient largement sollicités pour assurer la relève sans négliger la possibilité d'émergence de nouveaux fluides frigorigènes.

En effet, comme on a pu le voir pour la climatisation automobile où un règlement européen bannit dès 2011 les fluides avec un GWP supérieur à 150 pour les futurs modèles de voiture, des développements ont été entrepris pour remplacer le HFC 134a : le CO₂ et R-152a ont été envisagés jusqu'à ce que Honeywell/Dupont proposent le HFO 1234 yf dont le GWP est de 4 et qui ne nécessite que des modifications mineures des circuits. Les fabricants ont toujours réussi à mettre à disposition des produits de substitution ou de remplacement aux fluides frigorigènes menacés. Néanmoins, sur le long terme, la pérennité des HFO n'est pas garantie à cause des réactions secondaires dans l'atmosphère.

Enfin, l'utilisation de la récupération de chaleur ainsi que de l'énergie solaire pour produire du froid à l'aide de systèmes à sorption devraient se développer, pour la climatisation (des équipements sont largement disponibles) mais également pour le froid négatif (même si la R&D doit encore évoluer dans cette direction), sans compter les autres systèmes de production de froid non mécanique : sorption, magnétique, thermoacoustique.

Ce secteur du froid industriel et commercial constitue, de nos jours, un domaine en pleine évolution où des changements importants vont continuer à s'opérer dans les années à venir.

A

absorption
à diffusion 264
liquide 246
accumulation
de froid 464
en cristaux de glace 466
adsorption 265
alimentation des évaporateurs 427
ammoniac 468
analyse entropique 123
appareils
à plaques 366
muraux 377
plafonniers 376

B

batteries à ailettes 365
bouteille
accumulatrice de liquide 389
anti-coup de liquide 388
de séparation 388
intermédiaire 191, 388
séparatrice de liquide 384

C

canalisations 398
CFC 55
capteur solaire thermique 282
charbon actif-méthanol 266
charge MOP 393
charge
en fluide frigorigène 240
circuit
bi-étagé 429
« cascade » 129
économiseur 429
mono-étagé 429
clapets 143, 156
climatisation

à partir de biocombustibles 275
au gaz 262
au gaz naturel 274
coefficient
d'échange global 22
de performance 8, 241
cogénération 17
composés insaturés 65
compliance
axiale 349
radiale 349
compresseur(s) 121, 163, 305
à labyrinthe 318
à membrane Corblin 317
à piston 141, 306, 471
à piston tournant 344
à segments spéciaux 319
à spirales spiro-compresseur 344
à vis 322, 472
avec orifice de suralimentation 202
bi-étagé 198
bi-rotor 322
booster 206
centrifuge 350
compound 198
hermétique 231
hermétique accessible 307, 316, 358
hermétique non accessible 307
isotherme 138
lubrifié 327
multi-étagé 315
ouvert 308, 358
refroidi 181
rendements 163
rotatif à palettes 344
scroll 346
sec 317, 326
semi-hermétique 231, 307
compression thermique de vapeur 245
condensation
à eau perdue 431

- à tour fermée 433
- à tour ouverte 433
- par aéroréfrigérant sec 433
- par air 431
- condenseur 24, 121, 128, 235, 369
 - à air 218, 371
 - à eau 372
 - à eau perdue 218
 - à plaques 373
 - évaporatif 219, 373, 431
- conditionnement d'air 217
- conduite liquide 239
- confinement 483
- congélation 411
- conservation de denrées 217
- consommation énergétique 481
- contrôleur de niveau 409
- COP 8, 46, 341
- COP effectif 169
- COP solaire 278
- couche d'ozone 62
- coulis de glace 437, 459
- couple
 - eau-ammoniac 257
 - LiBr-eau 247
- court-circuit aspiration/refoulement 311
- course d'aspiration 143, 146
 - de compression 144, 147, 157
 - de détente 143, 146
 - de refoulement 144, 147, 157
- cycle
 - à 2 adsorbants 268
 - à détente libre 51
 - à injection totale 186
 - à récupération de chaleur 268
 - à récupération de masse 269
 - à tube pulsé 49
 - à un étage 258
 - avec économiseur 203
 - bi-étagé 183
 - constructeur 167, 226
 - de Carnot 8
 - de Carnot bi-étagé 185
 - de Carnot tri-therme 11
 - de Claude 53
 - de Joule-Brayton inverse 47
 - de Linde 51
 - de liquéfaction 51
 - de référence 119

- de Stirling inverse 48
- double effet 253
- en cascade 207
- GAX 260
- intermittent 265
- intermittent à adsorption 265
- réel 132
- simple effet 248
- triple effet 256
- transcritique 398
- cylindrée 212
 - totale 196

D

- débit volumique aspiré 226
- dégivrage 449
 - à l'air 450
 - à l'eau 450
 - électrique 450
 - par gaz chaud 450
 - par inversion du cycle 450
- démarrage à charge réduite 314
- déshumidification par adsorption 273, 452
- déshydratation 401
- DESP 97/23/CE 78
- détendeur 122, 390
 - à flotteur BP 395
 - à flotteur HP 395
 - électronique 393
 - multi-orifices 394
 - pressostatique 390
 - thermostatique 390
- détente directe 427
- diagramme
 - de Merkel 261
 - indicateur 143, 146, 155
- diamètres de tuyauteries 237
- dioxyde de carbone (R-744) 98, 458
- dissolution 469

E

- écart de température logarithmique 20
- écart moyen logarithmique de température 129
- échange(s) thermique(s) 19, 175
- échangeur
 - à cassettes 368
 - à plaques 368
 - à surface raclée 382
 - coaxiaux 369

de chaleur 360
 interne 44
 liquide-vapeur 138, 381
 sous-refroidisseur 199
 économiseur 359
 effet de serre 477
 entraînement d'huile 160
 entreposage 439
 éolienne de proximité 280
 équilibrage d'huile 471
 espace mort 146, 154
 étanchéité 328
 évaporateur 24, 29, 121, 127, 232, 374
 à détente directe 222, 379
 à lit fluidisé 461
 à plaques 380
 à recirculation 224
 à regorgement 223
 charge en fluide frigorigène 34
 condenseur 210
 multitubulaire 461
 noyé 223
 refroidisseur d'air 376
 refroidisseur de liquide 377
 sélection 29
 taux de vide 36
 exergie 5

F

facteur
 de puissance 487
 d'encrassement 375
 filière photovoltaïque 278
 filière thermique 278
 filtres 402
 fluides
 frigoporteur 24
 frigorigènes 61
 halogénés 468
 frigoporteurs 403, 453, 455, 458
 liquide/vapeur 457
 monophasiques liquides 455
 solide/liquide 458
 froid
 magnétique 56
 renouvelable 277
 solaire 278
 solaire photovoltaïque 279
 solaire thermique 282
 fuites internes 176

G

générateur de glace 382
 géothermie 284
 glace en écailles 420
 glace en grains 419
 graissage 327
 groupes de refroidissement de liquide 423
 GWP 68

H

HCFC 55
 HFC 50, 56
 hermétiques accessibles 307
 HFO 106
 huiles frigorigènes 467
 hydrocarbures 97

I

impact environnemental 273
 injection
 intermédiaire 350
 partielle 189

L

laiterie et fromagerie 442
 LiBr-eau 247
 liquéfacteur d'air 50
 lubrifiant 160, 178
 lubrification 160, 310, 331, 467

M

machine
 à glace 419
 mono-étagée 117
 solaire 266
 malteries et brasseries 444
 mélanges
 azéotropes 64, 89
 de fluides frigorigènes 84
 ternaires 91
 zéotropes 64, 87
 micro-canaux 369
 miscibilité 468
 moteur électrique 231

N

nombre de Mach 354

norme
EN 378-1 73
FD E 35 430 74
nouveau cycle de Carnot 41

O

organe de détente 239, 390
orifice d'aspiration 314
ozone 477

P

patinoires et neige 444
perte
de charge 132, 134, 155
de pression 27, 399
pincement 128
piston 143, 306
PME 151
pompe
à chaleur 16, 127
à chaleur au gaz naturel 275
à eau 403
premier principe 3
pression intermédiaire 194, 196, 201
pression moyenne effective 151
production de froid à plusieurs niveaux
de température 205
production d'entropie 123
profils de température 130
puissance absorbée 231

Q

qualité du refroidissement 177

R

R-22/R-744
comparaison 100
R-404A 96, 195
R-407C 93
R-410A 90
rafraîchissement par adsorption 272
Raoult 84
rapport de volume 340
réduction de charge 483
réfrigération
directe 436
indirecte 436, 463
refroidissement 327

d'huile 333, 381
direct 425
évaporatif 401
évaporatif à circuit fermé 404
indirect 426
sec 404
régime interne 216
règles de l'art 61
réglementation européenne sur halogénés 478
régulation de puissance 334
rendement
de Carnot 4
de compression 324
effectif 168
exergétique 257
global 170
indiqué 171
isentropique 354
mécanique 170
thermodynamique 132
volumétrique 148, 165, 173
restauration collective 435
retours d'huile 398
robinetterie 399
roue adsorbante 272, 450

S

salaisonnerie et charcuterie 445
second principe 4
section des tubulures 175
séparateur d'huile 319
séparation d'huile 334
simulation
dynamique 294
solubilité 469
sorption 245
solide 264
soupape de sûreté 401
sous-refroidisseur 381
suralimentation 340
surchauffe
à l'aspiration 179
des vapeurs 174
surgélateurs à plaques 384, 411
surgélation 411
système
à recirculation 400
à réaction chimique 271

à sorption solide 264
centralisé 426
Compliant 349
décentralisé 426
eutectique 466

T

taux
d'espace mort 175
de compression 83, 173, 178, 179
du vide 36
télésurveillance et télégestion 408
température
de refoulement 195
intermédiaire 210
logarithmique 26
TEWI 69
théorème de Carnot 4
thermodynamique 3
thermosiphon 428
tour de refroidissement 219, 403
trains thermostatiques 393
travail effectif 163
travail indiqué 164
trigénération 18

tubes
à ailettes 363
à épines 363
corrugués 364
pulsés 49
tunnel semi-dynamique 419
tuyauterie de refoulement 239

U

unités de surgélation 443
usine
agroalimentaire 437
de crèmes glacées 441

V

vapeurs refoulées 181
variation de puissance 310, 328, 358
 V_i variable 342
viscosité 175
vitesse 399
de rotation 177, 310, 362
volume mort 142

Z

zéolithe 13X-eau 266

